МАШИНИ І ЗАСОБИ МЕХАНІЗАЦІЇ

УДК 624.87

ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ РУХУ МЕХАНІЗМА ПОВОРОТУ СТРІЛОВОГО КРАНА ЗА КРИТЕРІЄМ СЕРЕДНЬОКВАДРАТИЧНОГО ЗНАЧЕННЯ ШВИДКОСТІ ЗМІНИ ПРУЖНОГО МОМЕНТУ В ПРИВОДІ

В. С. Ловейкін, доктор технічних наук
Національний університет біоресурсів і природокористування України
Ю. В. Ловейкін, кандидат фізико-математичних наук
Київський національний університет імені Тараса Шевченка
І. О. Кадикало, аспірант*
Національний університет біоресурсів і природокористування України
e-mail: lovvs@ukr.net

Анотація. *Стаття присвячена одному із способів вирішення проблеми з усунення коливань вантажу на гнучкому підвісі при роботі механізма повороту стрілового крана. Розв'язана задача оптимізації режиму пуску механізма повороту стрілового крана за критерієм середньоквадратичного значення швидкості зміни пружного моменту в приводному механізмі. Поставлена задача розв'язана шляхом використання методів варіаційного числення. Критерій оптимізації представлено у вигляді інтегрального функціоналу, який відображає небажані властивості системи, тому значення його зведене до мінімуму. Розв'язком задачі є функціональні залежності режимів руху окремих ланок стрілової системи на ділянці пуску, які представлені в графічному вигляді. Отримані режими повороту стрілової системи дозволили усунути коливання вантажу на гнучкому підвісі після процесу пуску, а також зменшити до мінімуму динамічні навантаження в приводному механізмі та металоконструкції крана. Крім того, оптимальні режими пуску дають можливість підвищити продуктивність та надійність роботи крана. Для заданих конструктивних, кінематичних та динамічних параметрів стрілової системи обґрунтовано найбільш доцільну тривалість процесу пуску.*

Отримані у даному дослідженні результати можуть бути у подальшому використані для уточнення й вдосконалення існуючих

***Науковий керівник – доктор технічних наук В. С. Ловейкін**

© В. С. Ловейкін, Ю. В. Ловейкін, І. О. Кадикало, 2017

інженерних методів розрахунку механізмів повороту кранів з вантажем на гнучкому підвісі (канаті) як на стадіях їх проектування/конструювання, так і у режимах реальної експлуатації.

Ключові слова: ***стріловий/баштовий кран, механізм повороту, вантаж, динамічні навантаження, мінімізація, критерій, оптимізація, коливання, пружний момент, швидкість***

Постановка проблеми. При роботі механізму повороту баштових кранів виникають значні коливання вантажу [1, 2]. Вони за характером дії схожі на маятникові коливання. Ці коливання призводять до нерівномірного руху частин привода механізму повороту крана та його конструкції. Вони є небажаними, оскільки викликають додаткові динамічні навантаження, які знижують надійність привода механізму повороту та конструкції крана в цілому і приводять до зменшення продуктивності, незручностей при експлуатації, а також збільшують імовірність виникнення аварійної ситуацій під час роботи крана.

Вирішення даної проблеми допоможе зменшити динамічні навантаження. Що можливо зробити за рахунок зменшення коливань вантажу на гнучкому підвісі під час перехідних процесів. Це дасть можливість підвищити надійність, продуктивність та ефективність експлуатації баштових кранів в цілому.

Аналіз останніх досліджень. Відомо, що під час роботи механізму повороту баштових кранів виникає проблема коливань вантажу на гнучкому підвісі, а також динамічних навантажень у приводі та конструкції. Оскільки продуктивність кранів значно збільшилась за остатні роки, то ці проблеми набули особливої ваги. Проблемою аналізу та усунення коливань вантажу на гнучкому підвісі та зменшенням динамічних навантажень займалася велика кількість вчених [1–7]. Більшість досліджень, присвячених даній проблемі, ґрунтуються на використанні математичних теорій оптимальних процесів таких як: принципу максимуму та варіаційного числення [8–12]. Аналізуючи роботи присвячені даній темі [3, 4, 13, 14] виявлено, що авторами за керуючий параметр було обрано силову дію на приводні механізми. Тобто щоб усунути коливання вантажу потрібно керувати моментом на валу електродвигуна механізма повороту крана, а при цьому керуюча дія має, як правило, релейний характер, що призводить до додаткових динамічних навантажень в приводі і конструкції. Що є неприйнятним з точки зору виникнення динамічних навантажень.

Проте, за допомогою використання теорії варіаційного числення, як це показано в роботах [8, 14–18], можна забезпечити

плавну зміну кінематичних характеристик механізма повороту і звести коливання вантажу на гнучкому підвісі до мінімуму.

Мета досліджень – оптимізація режиму руху механізма повороту стрілового крана під час переміщення вантажу на гнучкому підвісі за критерієм середньоквадратичного значення швидкості зміни пружного моменту в приводі під час перехідних процесів при різній тривалості розгону приводу.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі: 1) обрати динамічну та математичну модель механізма повороту стрілового крана [7]; 2) обрати критерій оптимізації режиму повороту крана та встановити умови його мінімуму; 3) визначити оптимальний режим розгону механізма повороту; 4) провести аналіз отриманих результатів.

Результати досліджень. Для проведення досліджень прийнято тримасову динамічну модель механізма повороту крана (рис. 1), побудова якої передбачає наступні припущення:

1) підвішений вантаж подібний до вільно висячого маятника;
2) припускаємо відцентрові коливання вантажу в порівнянні з радіальними незначними і їх дію не враховуємо;
3) усі елементи механізма повороту вважаємо абсолютно твердими тілами, окрім передавального механізму привода.

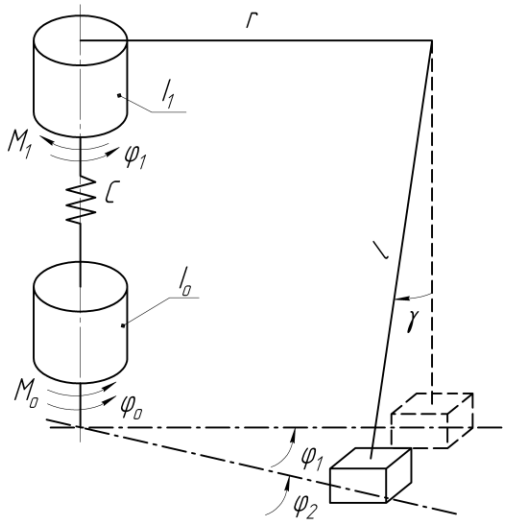


Рис. 1. Динамічна модель механізму повороту крана.

Перераховані припущення при дослідженнях дають досить малу похибку, що підтверджується практичними дослідженнями конструкцій механізма повороту реальних кранів [2, 7].

За узагальнені координати динамічної моделі прийняті кутові координати повороту зведеної до осі поворота крана маси елементів приводу φ_o, поворотної башти зі стрілою відносно власної осі обертання φ_1 та вантажу φ_2.

Динамічна модель (рис. 1) описується системою наступних диференціальних рівнянь руху другого порядку:

$$\begin{cases} I_o\ddot{\varphi}_o = M_o - C\cdot(\varphi_o - \varphi_1); \\ I_1\ddot{\varphi}_1 = C\cdot(\varphi_o - \varphi_1) - mr^2\,\dfrac{g}{l}\cdot(\varphi_1 - \varphi_2) - M_1; \\ \ddot{\varphi}_2 = \dfrac{g}{l}\cdot(\varphi_1 - \varphi_2), \end{cases} \tag{1}$$

де: I_o – момент інерції приводного механізму, зведений до осі повороту крана; I_1 – момент інерції башти та стріли, зведений до осі повороту крана; m – маса вантажу; M_o – рушійний момент на валу приводного електродвигуна, зведений до осі повороту крана; M_1 – момент сил статичного опору, зведений до осі повороту крана; l – довжина гнучкого підвісу вантажу; r – виліт вантажу; C – коефіцієнт жорсткості приводного механізму,зведений до осі повороту крана; g – прискорення вільного падіння.

З рівнянь системи (1) знаходимо кінематичні характеристики башти, виражені через характеристики вантажу:

$$\begin{cases} \varphi_1 = \varphi_2 + \dfrac{l}{g}\ddot{\varphi}_2; \\ \dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2 + \dfrac{l}{g}\dddot{\varphi}_2; \\ \ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi}_2 + \dfrac{l}{g}\cdot\overset{IV}{\varphi}_2. \end{cases} \tag{2}$$

Пружний момент в приводному механізмі виражається залежностями:

$$M_{o1} = C\cdot(\varphi_o - \varphi_1) = I_1\ddot{\varphi}_1 + mr^2\cdot\ddot{\varphi}_2 + M_1;$$

$$M_{o1} = I_1\cdot\frac{l}{g}\cdot\overset{IV}{\varphi}_2 + \left(I_1 + mr^2\right)\cdot\ddot{\varphi}_2 + M_1. \tag{3}$$

Швидкість зміни пружного моменту в приводному механізмі

$$\dot{M}_{o1} = I_1\cdot\frac{l}{g}\cdot\overset{V}{\varphi}_2 + \left(I_1 + mr^2\right)\cdot\dddot{\varphi}_2. \tag{4}$$

За критерій оптимізації процессу пуску механізма повороту баштового крана прийнято середньоквадратичне значення швидкості зміни пружного моменту в приводі, оскільки саме цей момент в значній мірі визначає динамічні навантаження:

$$\dot{M}_{o1ск} = \left[\frac{1}{t_1}\int_0^{t_1}\dot{M}_{o1}^2\,dt\right]^{1/2} \to \min; \tag{5}$$

$$f = \dot{M}_{o1}^2 = \left[I_1\frac{l}{g}\cdot\overset{V}{\varphi}_2 + \left(I_1 + mr^2\right)\cdot\dddot{\varphi}_2\right]^2. \tag{6}$$

Умова мінімуму критерію (5) з урахуванням виразу(6) є рівняння Ейлера-Пуассона:

$$\sum_{i=3}^{5}(-1)^i \frac{d^i}{dt^i}\frac{df}{d\overset{(i)}{\varphi_2}} = 0; \tag{7}$$

$$\frac{df}{d\ddot{\varphi}_2} = 2\cdot\left[I_1\frac{l}{g}\cdot\overset{V}{\varphi}_2 + \left(I_1+mr^2\right)\cdot\ddot{\varphi}_2\right]\cdot\left(I_1+mr^2\right);$$

$$\frac{df}{d\overset{IV}{\varphi}_2} = 0;$$

$$\frac{df}{d\overset{V}{\varphi}_2} = 2\cdot I_1\cdot\frac{l}{g}\left[I_1\frac{l}{g}\cdot\overset{V}{\varphi}_2 + \left(I_1+mr^2\right)\cdot\ddot{\varphi}_2\right];$$

$$\frac{d^3}{dt^3}\frac{df}{d\ddot{\varphi}_2} = 2\cdot\left[I_1\frac{l}{g}\cdot\overset{VIII}{\varphi}_2 + \left(I_1+mr^2\right)\cdot\overset{VI}{\varphi}_2\right]\cdot\left(I_1+mr^2\right);$$

$$\frac{d^5}{dt^5}\frac{df}{d\overset{V}{\varphi}_2} = 2\cdot I_1\frac{l}{g}\cdot\left[I_1\frac{l}{g}\cdot\overset{X}{\varphi}_2 + \left(I_1+mr^2\right)^2\cdot\overset{VIII}{\varphi}_2\right]. \tag{8}$$

Після підстановки виразів (8) в рівняння (7) маємо:

$$\left(I_1\frac{l}{g}\right)^2\cdot\overset{X}{\varphi}_2 + 2\cdot I_1\frac{l}{g}\cdot\left(I_1+mr^2\right)\cdot\overset{VIII}{\varphi}_2 + \left(I_1+mr^2\right)^2\cdot\overset{VI}{\varphi}_2 = 0. \tag{9}$$

Розділяємо всі члени рівняння (9) на коефіцієнт біля найвищої похідної, в результаті чого отримаємо:

$$\overset{X}{\varphi}_2 + 2\cdot k^2\cdot\overset{VIII}{\varphi}_2 + k^4\cdot\overset{VI}{\varphi}_2 = 0, \tag{10}$$

де: $k = \sqrt{\left(1+\frac{mr^2}{I_1}\right)\frac{g}{l}}$ – частота власних коливань системи.

Для розв’язку диференціального рівняння (10) складемо характеристичне рівняння:

$$r^{10} + 2\cdot k^2\cdot r^8 + k^4\cdot r^6 = 0;$$

$$r^6\cdot\left(r^4 + 2\cdot k^2\cdot r^2 + k^4\right) = 0. \tag{11}$$

З рівняння (11) маємо:

$$r^6 = 0 \rightarrow r_1 = r_2 = r_3 = r_4 = r_5 = r_6 = 0; \tag{12}$$

$$r^4 + 2\cdot k^2\cdot r^2 + k^4 = 0. \tag{13}$$

З рівняння (13) зробимо заміну $r^2 = p$.

Тоді отримаємо квадратне рівняння:

$$p^2 + 2\cdot k^2\cdot p + k^4 = 0,$$

розв'язок якого дає:

$$p_1 = r_{7,8} = \sqrt{-k^2} = \pm k_i, \tag{14}$$

$$p_2 = r_{9,10} = \sqrt{-k^2} = \pm k_i. \tag{15}$$

Відповідно до розв'язків (12), (14) і (15) характеристичного рівняння (11) розв'язок диференціального рівняння (10) має вигляд:

$$\varphi_2 = C_1 + C_2 t + C_3 t^2 + C_4 t^3 + C_5 t^4 + C_6 t^5 + +(C_7 + C_8 t)\cdot \sin kt + (C_9 + C_{10} t)\cdot \cos kt, \quad (16)$$

де: $C_1, C_2, ..., C_{10}$ – постійні, які визначаються з крайових умов руху. Для процесу пуску ці умови мають вигляд:

$$\begin{cases} t = 0: \ \varphi_2 = \varphi_1 = 0; \ \dot{\varphi}_2 = \dot{\varphi}_1 = 0; \ \ddot{\varphi}_2 = \ddot{\varphi}_1; \\ t = t_1: \ \varphi_2 = \varphi_1 = \omega_y t_1 / 2; \ \dot{\varphi}_2 = \dot{\varphi}_1 = \omega_y; \ \ddot{\varphi}_2 = \ddot{\varphi}_1. \end{cases} \quad (17)$$

Виразимо крайові умови φ_1, $\dot{\varphi}_1$ та $\ddot{\varphi}_1$ через координату φ_2 та її похідні за часом. Для цього скористаємось залежностями (2), які дають:

$$\begin{cases} t = 0: \ \varphi_2 = 0, \ \dot{\varphi}_2 = 0, \ \ddot{\varphi}_2 = 0, \ \overset{IV}{\varphi}_2 = 0; \\ t = t_1: \ \varphi_2 = \omega_y t_1 / 2; \ \dot{\varphi}_2 = \omega_y, \ddot{\varphi}_2 = 0, \ \ddot{\varphi}_2 = 0, \ \overset{IV}{\varphi}_2 = 0. \end{cases} \quad (18)$$

Для визначення постійних $C_1, C_2, ..., C_{10}$ візьмемо похідні за часом від залежності (16) включно до четвертого порядку:

$$\dot{\varphi}_2 = C_2 + 2\cdot C_3 t + 3\cdot C_4 t^2 + 4\cdot C_5 t^3 + 5\cdot C_6 t^4 + (C_8 - C_9 k - C_{10} kt)\cdot \sin kt + \begin{pmatrix} C_{10} + \\ + C_7 k + C_8 kt \end{pmatrix}\cdot \cos kt;$$

$$\ddot{\varphi}_2 = 2\cdot C_3 + 6\cdot C_4 t + 12\cdot C_5 t^2 + 20\cdot C_6 t^3 - (2C_{10} + C_7 k + C_8 kt)/ \sin kt + \begin{pmatrix} 2C_8 - C_9 k - \\ - C_{10} kt \end{pmatrix} k\cdot \cos kt;$$

$$\ddot{\varphi}_2 = 6\cdot C_4 + 24\cdot C_5 t + 60\cdot C_6 t^2 - (3C_8 - C_9 k - C_{10} kt)k^2 \sin kt - (3C_{10} + C_7 k + C_8 kt)k^2 \cdot \cos kt;$$

$$\overset{IV}{\varphi}_2 = 24\cdot C_5 + 120\cdot C_6 t + (4C_{10} + C_7 k + C_8 kt)k^3 \sin kt - (4C_8 - C_9 k - C_{10} kt)k^3 \cdot \cos kt. \quad (19)$$

Після підстановки крайових умов (18) в залежності (16) і (19) отримаємо:

$$C_1 + C_9 = 0; \ C_2 + C_{10} + C_7 k = 0; \ 2\cdot C_3 + 2C_8 k - C_9 k^2 = 0;$$

$$6\cdot C_4 - 3C_{10} k^2 - C_7 k^3 = 0; \ 24\cdot C_5 - 4C_8 k^3 + C_9 k^4 = 0;$$

$$C_1 + C_2 t_1 + C_3 t_1^2 + C_4 t_1^3 + C_5 t_1^4 + C_6 t_1^5 (C_7 + C_8 t_1)\cdot \sin kt_1 + (C_9 + C_{10} t)\cdot \cos kt_1 = \frac{\omega_y t_1}{2};$$

$$C_2 + 2\cdot C_3 t_1 + 3\cdot C_4 t_1^2 + 4C_5 t_1^3 + 5C_6 t_1^4 + (C_8 - C_9 k - C_{10} kt_1)\cdot$$
$$\cdot \sin kt_1 + (C_{10} + C_7 k + C_8 kt_1)\cdot \cos kt_1 = \omega_y;$$

$$2\cdot C_3 + 6\cdot C_4 t_1 + 12C_5 t_1^2 + 20C_6 t_1^3 - (2\cdot C_{10} + C_7 k + C_8 kt_1)\cdot$$
$$\cdot k\cdot \sin kt_1 + (2\cdot C_8 - C_9 k - C_{10} kt_1)\cdot k\cdot \cos kt_1 = 0;$$

$$6\cdot C_4 + 24\cdot C_5 t_1 + 60C_6 t_1^2 - (3\cdot C_8 - C_9 k - C_{10} kt_1)\cdot$$
$$\cdot k^2 \cdot \sin kt_1 - (3\cdot C_{10} + C_7 k + C_8 kt_1)\cdot k^2 \cdot \cos kt_1 = 0;$$

$$24\cdot C_5 + 120\cdot C_6 t_1 + (4\cdot C_{10} + C_7 k + C_8 kt_1)\cdot$$
$$\cdot k^3 \cdot \sin kt_1 - (4\cdot C_8 - C_9 k - C_{10} kt_1)\cdot k^3 \cdot \cos kt_1 = 0. \quad (20)$$

Розв'язавши систему (20), знайдемо постійні $C_1, C_2, ..., C_8$, підставивши які в (16) та (19), отримаємо оптимальний режим повороту вантажу. Після чого за допомогою залежності (2) визначаємо оптимальний режим повороту крана.

З системи (1) визначаємо режим руху приводного механізму, який відповідає оптимальному режиму повороту крана:

$$\begin{cases} \varphi_o = \varphi_1 + \dfrac{I_1}{C}\ddot{\varphi}_1 + \dfrac{mr^2}{C}\ddot{\varphi}_2 + \dfrac{M_1}{C}; \\ \dot{\varphi}_o = \dot{\varphi}_1 + \dfrac{I_1}{C}\dddot{\varphi}_1 + \dfrac{mr^2}{C}\dddot{\varphi}_2; \\ \ddot{\varphi}_o = \ddot{\varphi}_1 + \dfrac{I_1}{C}\varphi_1^{IV} + \dfrac{mr^2}{C}\varphi_2^{IV}. \end{cases} \quad (21)$$

Для механізма повороту стрілової системи крана QTZ–80 з параметрами:

$$I_o = 71626{,}115 кг \cdot м^2;\ I_1 = 4920738{,}85 кг \cdot м^2;\ C = 6626669{,}045\, Н \cdot м/рад;\ m = 2000 кг;$$

$$r = 40 м;\ l = 30 м;\ M_{кр} = 85 Н \cdot м;\ M_н = 36{,}8 Н \cdot м;\ u = 1355{,}2;\ \eta = 0{,}86;$$

$$\omega_o = 104{,}67\, рад/с;\ \omega_н = 95{,}04\, рад/с;\ \lambda = 2{,}8;\ g = 9{,}81 м/с^2,$$

на основі залежностей (2), (19), (21) побудовано графіки зміни кінематичних характеристик приводного механізму: графіки зміни кутових швидкостей поворотної башти (рис. 2) та вантажу (рис. 3); графіки зміни кутових прискорень поворотної башти (рис. 4) та вантажу (рис. 5). Крім того, побудовано графіки зміни пружного моменту передавального механізму (рис. 6) та потужності приводу при оптимальному режимі пуску (рис. 7).

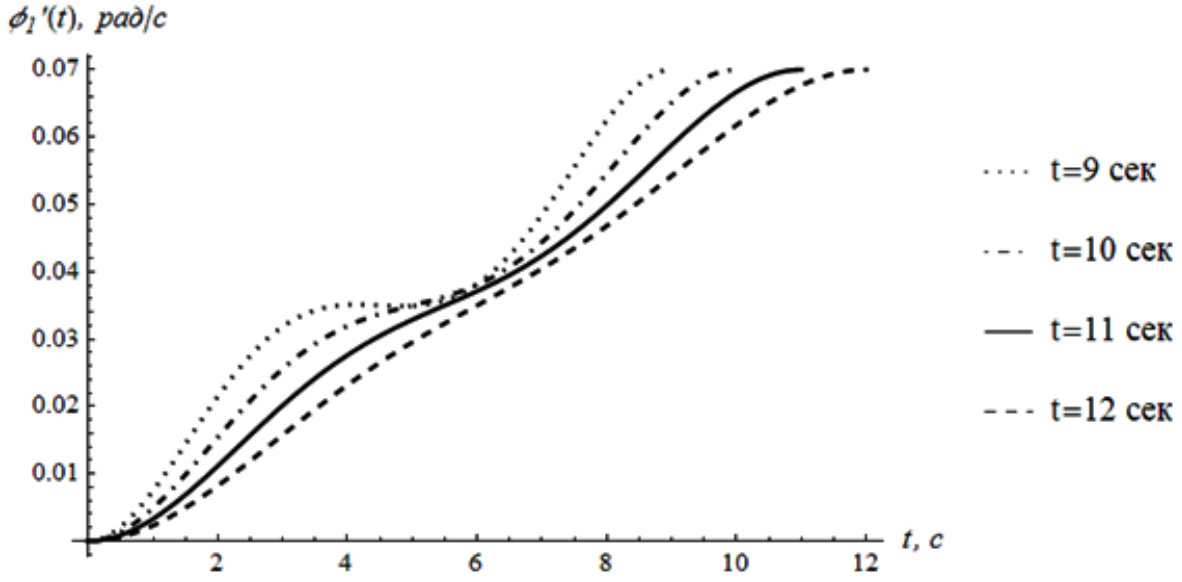


Рис. 2. Графіки зміни кутових швидкостей поворотної башти.

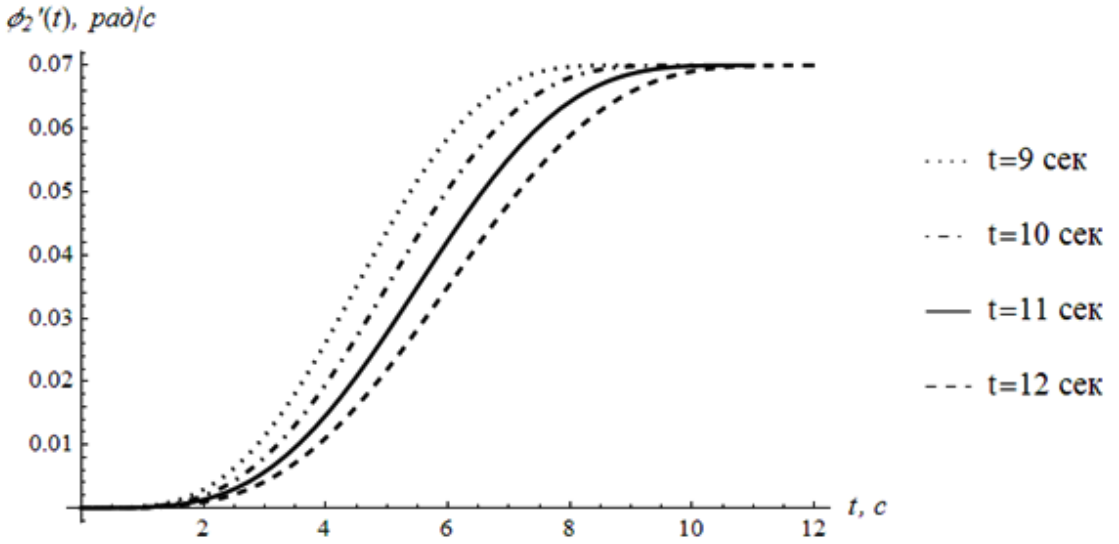


Рис. 3. Графіки зміни кутових швидкостей вантажа.

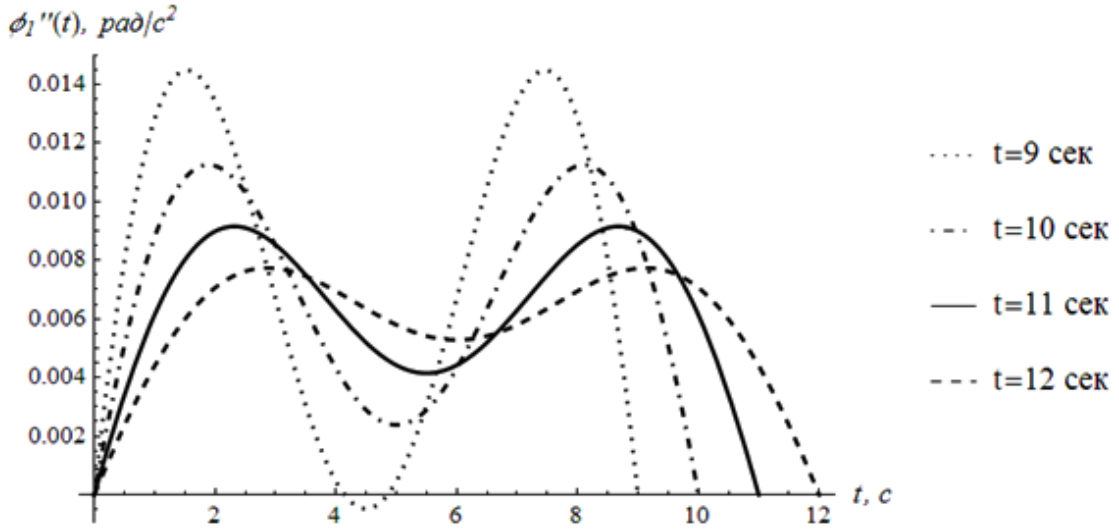


Рис. 4. Графіки зміни кутових прискорень поворотної башти.

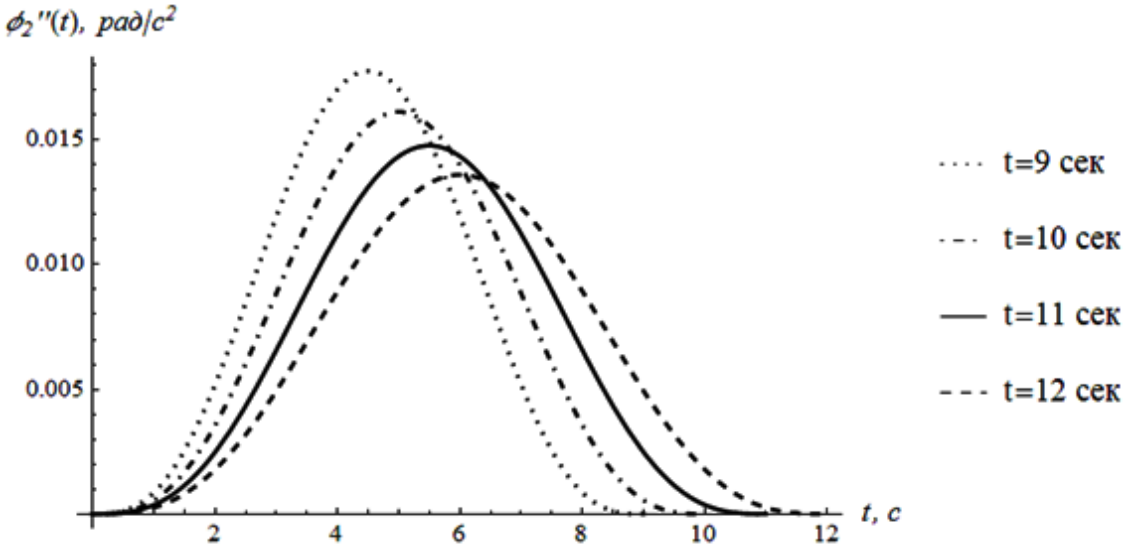


Рис. 5. Графіки зміни кутових прискорень вантажу.

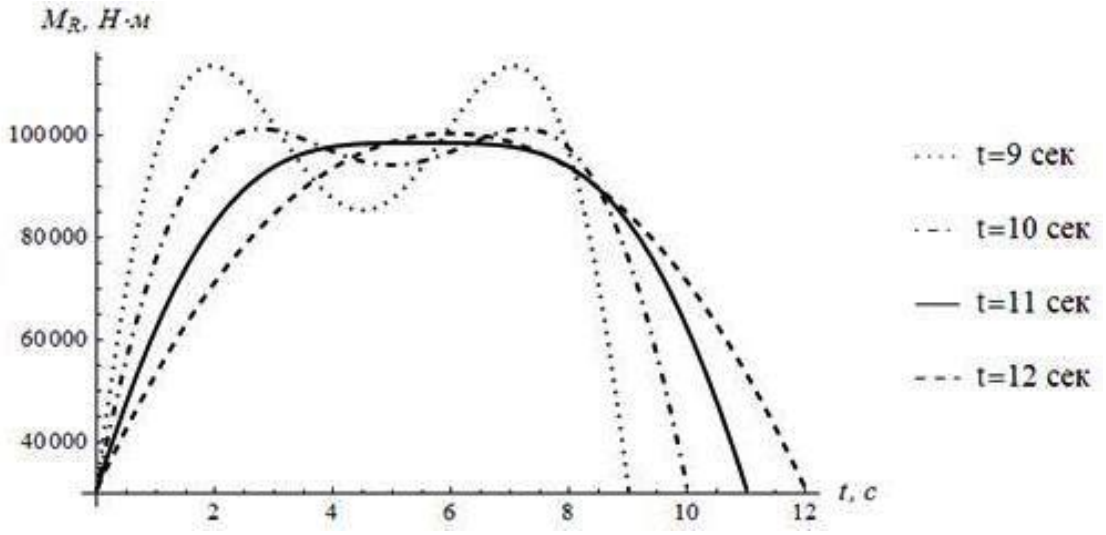


Рис. 6. Графіки зміни пружного моменту в приводі від часу при оптимальному режимі пуску.

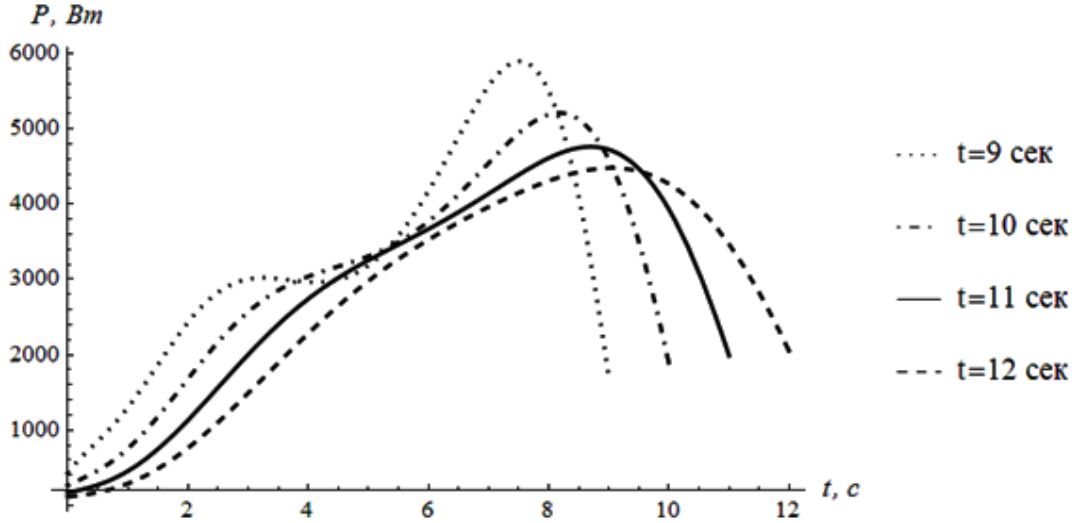


Рис. 7. Графіки зміни потужності привода від часу при оптимальному режимі пуску.

Аналізуючи графічні залежності отримані в результаті розв'язку оптимізаційної задачі, яка проводилася за критерієм середньоквадратичного значення швидкості зміни пружного моменту в приводі, можна бачити, що однин той самий критерій оптимізації при різному часі пуску дає можливість отримати різні закони руху (рис. 6). Розглянуто різний час пуску (9 сек, 10 сек, 11 сек, 12 сек), як видно всі ці результати мають плавний характер зміни кінематичних, силових, енергетичних характеристик. Однак проаналізувавши графічні залежності за різним часом пуску механізму повороту робимо висновок, що оптимальним часом розгону, при якому навантаження на елементи привода найменші, є 11 сек.

Висновок. Виявлено в результаті розв'язку задачі, що при зміні часу розгону є можливість отримати різні оптимізаційні закони руху.

Проаналізувавши різний час пуску (9 сек – 12 сек) виявлено,що оптимальним є закон руху час розгону за яким становить 11 сек. Саме під час цього часу розгону на привод діють найменші навантаження. Таким чином обраний критерій оптимізації режиму руху механізму повороту при часі розгону 11 сек дозволяє зменшити динамічні навантаження в приводі та конструкції, за рахунок плавного прикладання пускового моменту при перехідних режимах руху. Реалізувати отримані оптимальні закони руху можна за допомогою мехатронної системи керування механізмом повороту стрілового крана.

Список літератури

1. *Лобов Н. А.* Динамика грузоподъемных кранов. Москва. Машиностроение. 1987. 160 с.
2. *Комаров М. С.* Динамика грузоподъемных машин. Москва. Машиностроение. 1953. 187 с.
3. *Герасимяк Р. П., Параил В. А.* Электроприводы кранових механизмов. Москва. Энергия. 1970. 136 с.
4. *Григоров О. В., Петренко О. В.* Вантажопідйомні машини. Харків. НТУ „ХПІ”. 2006. 304 с.
5. *Казак С. А.* Динамика мостовых кранов. Москва. Машиностроение. 1968. 472 с.
6. *Ловейкін В. С., Човнюк Ю. В., Мельниченко В. В.* Аналіз коливань вантажу на гнучкому підвісі при повороті стріли вантажопідйомного крана. Підйомно-транспортна техніка. 2013. №4(40). С. 4–16.
7. *Ловейкін В. С., Пилипака С. Ф., Кадикало І. О.* Динамічний аналіз механізма повороту стрілового крана. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2017. Вип. 258. С. 192–202.
8. *Эльсгольц Л. Э.* Дифференциальные уравнения и вариационное исчисление. Москва. Наука. 1969. 424 с.
9. *Ловейкин В. С.* Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин. Киев. УМК ВО. 1990. 168 с.
10. *Дьяконов В. П.* Mathematica 4.1/4.2/5.0 в математических и научно-технических расчетах. Москва. Солон-Пресс. 2004. 696 с.
11. *Ловейкін В. С.* Мінімізація динамічних навантажень в пружних елементах вантажопідйомних машин. Гірничі, будівельні, дорожні і меліоративні машини. Київ. 1998. Вип. 52. С. 63–68.
12. *Ловейкін В. С., Човнюк Ю. В., Діктерук М. Г., Пастушенко С. І.* Моделювання динаміки механізмів вантажопідйомних машин: монографія. Миколаїв. Вид-во РВВ МДАУ. 2004. 288 с.
13. *Зубко Н. Ф.* Прогнозирование коэффициентов динамичности в элементах крановых механизмов. Вестник Одесского национального морского университета. Одесса. ОНМУ. 2013. №2(38). С. 63–71.
14. *Смехов А. А., Ерофеев Н. И.* Оптимальное управление подъемно-транспортными машинами. Москва. Машиностроение. 1975. 239 с.
15. *Ловейкін В. С., Ярошенко В. Ф., Ромасевич Ю. О.* Оптимізація перехідних режимів руху механізма пересування візка вантажопідйомних машин. Вісник

Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. 2007. Вип. 59. Т. 2. С. 452–460.
16. *Romasevich Yu. A., Shumilov G. V.* Optimization behavior of variation boom of hoisting crane for singular kinematical criterions. MOTROL. 2011. Vol 13b. P. 167–173.
17. *Loveykin V. S., Mel'nichenko V. A.* Optimizatsiya dinamicheskogo rezhima povorota strelovogo krana. MOTROL. 2013. Vol. 15. №3. P. 70–75.
18. *Ловейкін В. С., Човнюк Ю. В., Кадикало І. О.* Оптимізація режимів руху механізмів обертання вантажопідйомних кранів. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2017. Вип. 262. С. 177–190.

References

1. *Lobov, N. A.* (1987). Dynamics of cranes. Mashinostroenie, 160.
2. *Komarov, M. S.* (1953). Dynamics of load-lifting machines. Mashinostroenie. 187.
3. *Gerasimyak, R. P., Parail, V. A.* (1970). Electric drives of crane mechanisms. EHnergiya. 136.
4. *Grigorov, O. V., Petrenko, N. O.* (2006). Hoisting machines: navch. posibnik. NTU „HPI". 304.
5. *Kazak, S. A.* (1968). Dynamics of bridge cranes. Mashinostroenie. 472.
6. *Lovejkin, V. S., Chovnyuk, Yu. V., Mel'nichenko, V. V.* (2013). Analysis of the fluctuations of cargo on a flexible suspension when turning the boom of a load-lifting crane. Hoisting and transport equipment. 4(40). 4–16.
7. *Loveykin, V. S., Pylypaka, S. F., Kadykalo I. O.* (2017). Dynamic analysis of the mechanism of rotation of the jib crane. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kiev. Vol. 258. 192–202.
8. *Ehl'sgol'c, L. E.* (1969). Differential equations and variational calculus. Nauka. 424.
9. *Lovejkin, V. S.* (1990). Calculations of optimal modes of motion of machinery in construction machinery. UMK VO. 168.
10. *D'yakonov, V. P.* (2004). Mathematica 4.1/4.2/5.0 in mathematical and scientific-technical calculations. Solon–Press. 696.
11. *Lovejkin, V. S.* (1998). Minimization of dynamic loads in elastic elements of load-lifting machines. Mining, construction, road and land reclamation machines. Vol. 52. 63–68.
12. *Lovejkin, V. S., Chovnyuk, Yu. V., Dikteruk, M. G., Pastushenko, S. I.* (2004). Modeling of dynamics of mechanisms of load-lifting machines. Mikolaiv. RVV MDAU, 288.
13. *Zubko, N. F.* (2013). Prediction of dynamic coefficients in elements of crane mechanisms. Bulletin of Odessa National Maritime University. 2(38). 63–71.
14. *Smekhov, A. A., Yerofeev, N. I.* (1975). Optimum control of lifting and transporting machines. Mashinostroenie. 239.
15. *Lovejkin, V. S., Yaroshenko, V. F., Romasevich, Yu. O.* (2007). Optimization of transitional modes of movement of the mechanism of movement of the trolley of hoisting machines. Bulletin of Kharkiv National Technical University of Agriculture named after Petro Vasilenko. 59 (2). 452–460.
16. *Romasevich, Yu. A., Shumilov, G. V.* (2011). Optimization behavior of variation boom of hoisting crane for singular kinematical criterions. MOTROL. Vol. 13b. 167–173.
17. *Loveykin, V. S., Mel'nichenko, V. A.* (2013) Optimization of the dynamic rotation mode of boom. MOTROL. Vol. 15 (3). 70–75.

18. *Loveykin, V. S., Chovnyuk, Yu. V., Kadykalo I. O.* (2017). Optimization of modes of movement of rotating mechanism of cranes. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kiev. Vol. 262. 177–190.

ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМА ДВИЖЕНИЯ МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА СТРЕЛОВОГО КРАНА ПО КРИТЕРИЮ СРЕДНЕКВАДРАТИЧЕСКОГО ЗНАЧЕНИЯ СКОРОСТИ ИЗМЕНЕНИЯ УПРУГОГО МОМЕНТА В ПРИВОДЕ

В. С. Ловейкин, Ю. В. Ловейкин, И. А. Кадыкало

Аннотация. *Статья посвящена одному из способов решения проблемы по устранению колебаний груза на гибком подвесе при работе механизма поворота стрелового крана. Решена задача оптимизации режима пуска механизма поворота стрелового крана по критерию среднеквадратического значения скорости изменения упругого момента в приводном механизме. Поставленная задача решена путем использования методов вариационного исчисления. Критерий оптимизации представлен в виде интегрального функционала, который отражает нежелательные свойства системы, поэтому значение его сведено к минимуму. Решением задачи является функциональные зависимости режимов движения отдельных звеньев стреловой системы на участке пуска, которые представлены в графическом виде. Полученные режимы поворота стреловой системы позволили устранить колебания груза на гибком подвесе после процесса пуска, а также свести к минимуму динамические нагрузки в приводном механизме и металлоконструкции крана. Кроме того, оптимальные режимы пуска позволяют повысить производительность и надежность работы крана. Для заданных конструктивных, кинематических и динамических параметров стреловой системы обоснованно наиболее целесообразную продолжительность процесса пуска.*

Полученные в данном исследовании результаты могут быть в дальнейшем использованы для уточнения и совершенствования существующих инженерных методов расчета механизмов поворота кранов с грузом на гибком подвесе (канате) как на стадиях их проектирования/конструирования, так и в режимах реальной эксплуатации.

Ключевые слова: ***стреловой/башенный кран, механизм поворота, груз, динамические нагрузки, минимизация, критерий, оптимизация, колебания, упругий момент, скорость***

OPTIMIZATION OF MODE OF MOVEMENT OF ROTATION MECHANISM OF ILLICIT SMALL TAP ON CRITERION OF RMS VALUE OF RATE OF CHANGE OF ELASTIC TORQUE IN DRIVE

V. S. Loveikin, Yu. V. Loveikin, I. O. Kadikalo

Abstract. *The article is devoted to one of the ways to solve the problem of eliminating vibrations of the load on a flexible suspension during the operation of slewing gear of the jib crane. The optimization task of the mode for starting the slewing gear of the jib crane has been solved upon the criterion of the root-mean-square value of the change rate of the elastic section modulus in the driving gear. The set task has been solved by using the variational calculus methods. The optimization criterion is represented in the form of an integral-type functional, which displays undesirable properties of the system; for this reason its value is reduced to a minimum. The solution of the task lies in functional dependences of the motion modes of separate links of the jib system at the starting section, which are represented in the graphic form. The obtained modes for slewing the jib system enable the elimination of vibrations of the load on a flexible suspension after the starting process, as well as the minimization of dynamic stresses in the driving gear and the metal structure of the crane. In addition, the optimal starting modes make it possible to increase the productivity and reliability of the crane operation. The most expedient duration of the starting process has been substantiated for the desired structural, kinematic and dynamic parameters of the jib system.*

The results obtained in this research may be used in future for specifying and updating the existing engineering methods of the calculation of the slewing gear of cranes with the load on a flexible suspension (rope) both at the designing/engineering stages, and in the modes of the real operation.

Key words: ***jib/tower crane, turning mechanism, load, dynamic load, minimization, criterion, optimization, oscillation, elastic moment, speed***

УДК 631.315:629.783:525

МОДЕЛЬ ФУНКЦІОНУВАННЯ МАШИНИ ДЛЯ ВНЕСЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАТЕРІАЛІВ В ТОЧНОМУ ЗЕМЛЕРОБСТВІ

Л. В. Аніскевич, доктор технічних наук
Національний університет біоресурсів і природокористування України
e-mail: l-anisk@meta.ua

Анотація. *На сучасному етапі розвитку сільськогосподарської техніки і технологій при виробництві продукції рослинництва все частіше застосовують технології точного землеробства. Сільськогосподарські машини з обладнанням для технологій точного землеробства умовно можна поділити на два принципово різних, за критерієм використання геовизначеної інформації, класи: машини з системами реєстрації місцевизначених параметрів – реєстратори – (переважно збиральні машини і технічні засоби польової розвідки) і машини для розподілу технологічних матеріалів – реалізатори – переважно це такі машини, як сівалки, розподільники добрив, обприскувачі тощо. Відповідно до цього, задачі, що їх вирішує бортове обладнання машин-реєстраторів і машин-реалізаторів, також принципово різні.*

Складено модель функціонування машини для внесення технологічних матеріалів з використанням алгоритму згладжування шумових складових похибки датчика інтенсивності вихідного потоку. Збільшення коефіцієнта K вище зазначеного рівня приводить до зростання шумових складових сигналу керування, що робить систему динамічно нестабільною. Величина середньоквадратичних відхилень SD різниці між дійсною нормою внесення мінеральних добрив та заданою нормою внесень склала 18 кг/га. Подальше удосконалення систем керування інтенсивністю потоків технологічних матеріалів пов'язане з вибором принципово нових схем дозування технологічних матеріалів і застосуванням спеціальних алгоритмів оптимізації закону керуючої дії.

Ключові слова: ***машина-реалізатор, технологічний матеріал, модель функціонування, імітаційне моделювання***

Постановка проблеми. На сучасному етапі розвитку сільськогосподарської техніки і технологій при виробництві продукції рослинництва все частіше застосовують технології точного землеробства (СТЗ) [1]. Сільськогосподарські машини (СГМ)

© Л. В. Аніскевич, 2017

з обладнанням для технологій точного землеробства (ТЗ) умовно можна поділити на два принципово різних, за критерієм використання геовизначеної інформації, класи: машини з системами реєстрації місцевизначених параметрів – реєстратори – (переважно збиральні машини і технічні засоби польової розвідки) і машини для розподілу технологічних матеріалів (ТМ) – реалізатори – переважно це такі машини, як сівалки, розподільники добрив, обприскувачі тощо. Відповідно до цього, задачі, що їх вирішує бортове обладнання машин-реєстраторів і машин-реалізаторів, також принципово різні. У першому випадку ставиться задача максимально точного запису на магнітні носії кількісного перебігу технологічного процесу, що виконується, а в другому – максимально точного виконання заздалегідь складеного (для карт-технології) режиму зміни щільності розподілу ТМ по площі поля. Окрім того машини-реалізатори повинні забезпечити належну якість виконання технологічного процесу, яка б відповідала заданим агротехнічним умовам. Наприклад, при роботі сівалки для висіву просапних культур за критерій оптимальності виконання технологічного процесу беруть, як правило, такі показники, як сталість дотримання заданої перемінної норми висіву насіння. Максимальне виконання таких умов є метою оптимального функціонування машини-реалізатора в технологіях ТЗ.

При внесенні ТМ із змінними нормами можливо використовувати карт- або сенсор-технологію. Сенсор-технологія має специфічні моменти її організації і відповідний попередній аналіз показує, що для реалізації сенсор-технології бажано використовувати системи з адаптивним ладнанням. Для реалізації процесу сівби за карт-технологією можливо використовувати системи з жорстким ладнанням. На першому етапі реалізації такої технології необхідно сформувати картограму внесення ТМ. Як правило, така картограма базується на інформації про урожайність культури попереднього року сільськогосподарських робіт та даних моніторингу фізико-механічних та агрохімічних параметрів грунту. На підставі цієї інформації та на базі агрономічних знань, історичних відомостей про поле (як і чим ореться, сівозміни, рельєф тощо) і алгоритмів взаємозв'язку між місцевизначеними параметрами поля за допомогою відповідного програмного забезпечення випрацьовується електронна картограма внесення ТМ.

Результати досліджень. Електронна картограма заданих норм внесення ТМ представлена на рис. 1. блоком моделі необхідних норм внесення. Вхідними параметрами моделі руху МТА по полю прийняті швидкість $V(t)$ та координата $x(t)$ руху центра приймальної антени глобальної системи позиціонування (ГСП)

машинно-тракторного агрегату (МТА) вздовж лінії гону в функції часу *t*.

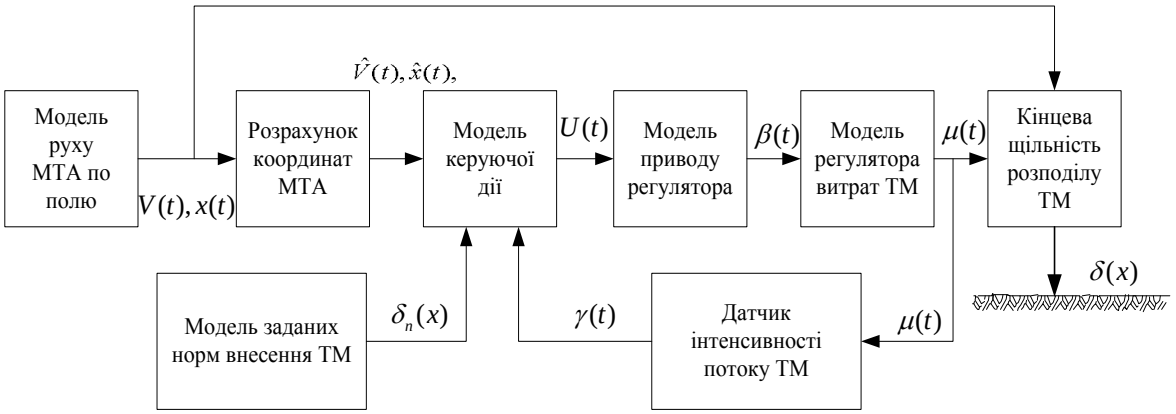


Рис. 1. Схема зв'язків елементів системи регулювання щільністю потоку ТМ.

Технологічний матеріал приймає участь в переносному та відносному рухах. При обчисленні відносного руху ТМ ключовим моментом є модель регулятора витрат ТМ з вихідним параметром $\mu(t)$ в функції регульованого параметру $\beta(t)$. Складання переносного та відносного рухів ТМ з урахуванням характеру функції розподілу миттєвої щільності внесення ТМ по поверхні (або в верхній прошарок) грунту характеризується моделлю результуючої щільності внесення ТМ $\delta(x)$.

Обов'язковим елементом СГМ для реалізації змінних норм внесення (ЗНВ) ТМ є бортова навігаційна система, що дозволяє отримувати поточну інформацію про координату $x(t)$ та швидкість $V(t)$ руху МТА, а також система приводу регулятора інтенсивності вихідного потоку ТМ. В якості вхідної функції (цілі функціонування) технологічного процесу машини з регулятором норми внесення ТМ приймається вихід моделі заданих змінних норм внесення ТМ $\delta_n(x)$, які (задані змінні норми) необхідно реалізувати по площі поля.

Указана ціль функціонування досягається шляхом реалізації певної програми руху МТА по поверхні поля, з одного боку, та за рахунок регулювання інтенсивності вихідного потоку ТМ в залежності від швидкості руху та координат МТА в полі.

Якість функціонування машини з обладнанням ЗНВ ТМ можна оцінювати похибкою реалізації необхідної щільності внесення ТМ $\delta_n(x)$ по відношенню до дійсної [2]:

$$\mathrm{I}_\delta = \int\limits_{S(x)} \left[\bar{\delta}(x) - \delta_n(x) \right]^2 dx \qquad (1)$$

де: $S(x)$ – лінія гону МТА.

Вибір моделі керуючої дії $U(t)$ (закону керування інтенсивністю вихідного потоку ТМ) суттєво залежить як від виду залежності інтенсивності $\mu(t)$ від $\beta(t)$, так і від виду математичної моделі динаміки привода регулятора витрат ТМ.

З достатньою точністю можливо використовувати лінійну модель залежності $\mu(t)$ від $\beta(t)$ виду:

$$\mu(t) = K_F \beta(t), \tag{2}$$

де: $K_F = K\left[1 + \Delta_K + \Delta_{\zeta K}(t)\right]$; K_F – коефіцієнт підсилення системи; *K* – номінальне значення коефіцієнта підсилення; Δ_K – систематичне відносне відхилення коефіцієнта підсилення від номінального значення; $\Delta_{\zeta K}(t)$ – випадкова (шумова) складова відносного відхилення коефіцієнта підсилення від номінального значення.

Позиційний варіант приводу механізму регулювання інтенсивності потоку ТМ в лінійному наближенні можна описати системою диференціальних рівнянь [3]:

$$\begin{cases} \beta' = V_\beta(t); \\ V'_\beta(t) = -\dfrac{2\xi}{T} V_\beta(t) - \dfrac{1}{T^2}\beta(t) + \dfrac{1}{T^2} U(t), \end{cases} \tag{3}$$

де: T та ξ – параметри моделі, а саме стала часу та коефіцієнт демпфування; $U(t)$ – керуюча дія.

Третій член в правій частині другого рівняння системи (3) характеризує наявність позиційного зворотного зв'язку в приводі.

Лінійна модель інтегруючих приводів відрізняється від (3) наявністю ще одного рівняння виду:

$$U'(t) = U_V(t), \tag{4}$$

тобто, в такому випадку, вхідним змінним параметром є швидкість $U_V(t)$ зміни керуючої дії.

Зв'язок між фактичною щільністю внесення ТМ $\delta(y,z)$, інтенсивністю вихідного потоку ТМ $\mu(t)$ та швидкістю переміщення МТА $V(t)$ залежить від типу та конструкції машини.

Якщо, наприклад, СГМ вносить ТМ по рядках (технологічних смугах), то для кожного i-го рядка багаторядної машини (наприклад, сівалки), фактична щільність технологічного матеріалу вздовж смуги буде складати:

$$\delta_i = \frac{\mu_i(t)}{V_i(t)}, \tag{5}$$

де: $\mu_i(t)$ – інтенсивність вихідного потоку ТМ по i-му рядку; $V_i(t)$ – швидкість переміщення i-го дозатора вздовж рядка.

В загальному, можливо записати:

$$\delta_n = \frac{\mu_n(t)}{bV(t)}, \tag{6}$$

де: δ_n – задана щільність розподілу ТМ вздовж технологічної смуги шириною b.

Модель похибок роботи бортового навігаційного комплексу з визначення швидкості, курсу та координат МТА в полі можливо охарактеризувати наступними залежностями:

$$\begin{aligned} \bar{x}(t) &= x(t) + \Delta x + \zeta_x(t), \\ \bar{V}(t) &= V(t) + \Delta V + \zeta_V(t), \end{aligned} \tag{7}$$

де: $\Delta x, \Delta V$ – систематичні складові похибки визначення координат та швидкості руху; $\zeta_x(t), \zeta_V(t)$ – випадкові складові похибки визначення координати та швидкості.

Одним з варіантів регулювання витрат ТМ для машин, що використовуються для технологій ТЗ є так зване розімкнене програмне регулювання, при якому поточне значення керуючої дії задається у вигляді:

$$U(t) = \beta_n(t) = \frac{\mu_n(t)}{K}. \tag{8}$$

До головних недоліків такого варіанту регулювання відноситься потенційна можливість виникнення великих помилок за причин відхилення коефіцієнта передачі *K* від свого номінального значення, а також за причин динамічних особливостей приводу регулятора (наприклад, недостатній коефіцієнт демпфування коливань системи, інерційність приводу тощо).

Більш висока якість регулювання досягається в замкненій системі, що включає в себе зворотні зв'язки по вихідній координаті та її похідній. Обов'язковим елементом замкненої системи регулювання, в даному випадку, повинен бути вимірювач вихідної величини – датчик інтенсивності потоку ТМ. Модель датчика такого типу описується рівняннями:

$$\begin{cases} \bar{\mu}(t) = \tilde{\mu}(t)\left[1 + \Delta_\mu(t) + \Delta_{\xi_\mu}(t)\right]; \\ \tilde{\mu}'(t) = -\dfrac{1}{T_D}[\tilde{\mu}(t) - \mu(t)], \end{cases} \tag{9}$$

де: $\bar{\mu}(t)$ – вихідний сигнал датчика; $\tilde{\mu}(t)$ – проміжна змінна величина; $\Delta_\mu(t)$ та $\Delta_{\xi_\mu}(t)$ – систематична та шумова складові відносної помилки вимірювань; T_D – стала часу датчика, що характеризує його інерційність.

Досягнення цілі функціонування класу сільськогосподарських машин, що розглядається, а саме – машин-реалізаторів – забезпечується шляхом виконання заданого значення інтенсивності

вихідного потоку ТМ $\mu_n(t)$. Таким чином, замкнена система регулювання в даному випадку може розглядатися як слідкуюча система, якість роботи якої характеризується тією або іншою мірою точності виконання $\mu_n(t)$.

Рівняння динаміки керованого процесу для слідкуючих систем будуються на основі системи рівнянь (9) і з урахуванням співвідношень (7), (8) мають вигляд:

$$\begin{cases} \mu'(t) = V_\mu(t) + \zeta_\mu(t); \\ V'_\mu(t) = -\dfrac{2\xi}{T} V_\mu(t) - \dfrac{1}{T^2}\mu(t) + \dfrac{K}{T^2} U(t) + \zeta_V(t), \end{cases} \tag{10}$$

де: $\zeta_\mu(t)$ та $\zeta_V(t)$ – збурення, що обумовлені варіюваннями коефіцієнту передачі *K*.

Для синтезу закону регулювання слідкуючих систем з лінійною моделлю динаміки процесу, що регулюється, можливо застосувати підхід, пов'язаний з вибором такої структури і таких значень параметрів закону регулювання, які забезпечують досягнення сталості процесу регулювання та необхідних значень показників якості перехідних процесів в слідкуючій системі, а також рівня усталеної похибки слідкування. Для об'єкту регулювання з лінійною моделлю динаміки (10) структура закону регулювання буде наступною:

$$U(t) = \frac{1}{K}\mu_n(t) - C_1\left[\bar{\mu}(t) - \mu_n(t)\right] - C_2\left[\hat{\bar{\mu}}'(t) - \hat{\mu}'_n(t)\right], \tag{11}$$

де: $\bar{\mu}'(t)$ – оцінка швидкості зміни фактичної інтенсивності вихідного потоку ТМ; $\hat{\mu}'_n(t)$ – оцінка швидкості зміни необхідної інтенсивності вихідного потоку ТМ; C_1 та C_2 – параметри закону регулювання.

Якість перехідних процесів в замкненій системі з законом регулювання виду (11) для об'єкту (10) характеризується еквівалентною сталою часу T^* і еквівалентним показником затухання коливань ξ^*. Для досягнення необхідних значень показників T^* та ξ^* значення параметрів закону регулювання C_1 та C_2 в даному випадку необхідно розраховувати по наступним формулам:

$$\begin{aligned} C_1 &= \frac{1}{K}\left[\left(\frac{T}{T^*}\right)^2 - 1\right]; \\ C_2 &= \frac{2}{K}\left(\frac{T}{T^*}\right)\left(\xi^* T - \xi T^*\right). \end{aligned} \tag{12}$$

Реалізація закону регулювання (11) пов'язана з необхідністю отримання оцінок швидкостей зміни фактичної $\hat{\bar{\mu}}'(t)$ та необхідної $\hat{\mu}'_n(t)$ інтенсивності вихідного потоку ТМ. Такі оцінки (наприклад, для

розподільника добрив) можливо отримати на основі виразу (6). Тоді для фактичної інтенсивності вихідного потоку ТМ маємо:

$$\hat{\bar{\mu}}'(t) = b\left\{\frac{\partial\hat{\delta}_n[\hat{x}_T(t)]}{\partial x_T}\hat{V}(t) + \hat{\delta}_n[\hat{x}_T(t)]\hat{V}'(t)\right\}, \quad (13)$$

де: $\hat{x}_T$ – оцінка координати переміщення МТА вдовж центральної лінії технологічної колії.

В праву частину формули (13) входять оцінки компоненти градієнту необхідної щільності внесення ТМ вздовж лінії технологічної колії, а також повздовжнього прискорення МТА.

Для отримання оцінки $\hat{\bar{\mu}}(t)$ в аналітичному вигляді по вихідній інформації датчика інтенсивності, а також для згладжування шумових складових похибки та компенсації динамічної похибки датчика доцільно виконати апроксимацію показників датчика поліномом другого порядку на ковзному інтервалі часу $[t - T,\ t]$:

$$\tilde{\bar{\mu}}(\tau) = a_{t0} + a_{t1}\tau + a_{t2}\tau^2;\ \tau \in [0, T], \quad (14)$$

де a_{t0}, a_{t1}, a_{t2} – коефіцієнти апроксимації.

Якщо $\hat{\bar{\mu}}_j(t), j = 1,2,...,m$ – сукупність дискретних значень вихідного сигналу датчика, що зафіксовані в моменти часу $t - \Delta T + \Delta\tau(j-1)$, де $\Delta\tau = \frac{\Delta T}{m-1}$, $j = 1,2,...,m;\ m > 3$, то найкращі, в сенсі мінімуму середньоквадратичної похибки процесу апроксимації, оцінки коефіцієнтів апроксимації визначаються по формулі:

$$\bar{a}_{ti} = \mathrm{H}^{+}\bar{y}, \quad (15)$$

де: $\bar{y} = (\bar{\mu}_1, \bar{\mu}_2, ..., \bar{\mu}_m)^T$;

$$\mathrm{H} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 1 & \Delta\tau & \Delta\tau^2 \\ ... & ... & ... \\ 1 & (m-1)\Delta\tau & [(m-1)\Delta\tau]^2 \end{pmatrix};$$

де: "+" – ознака операції псевдообернення матриці, яка (операція) може бути виконана з використанням алгоритму, наприклад, Гревілля [4].

З урахуванням виразів системи (9) можна написати наступні аналітичні вирази для згладжування оцінок інтенсивності вихідного потоку ТМ та швидкості його зміни:

$$\hat{\bar{\mu}}(t) = \tilde{\bar{\mu}}(t) + T_D\tilde{\bar{\mu}}'(t); \quad (16)$$

$$\hat{\bar{\mu}}'(t) = \tilde{\bar{\mu}}'(t) + T_D\tilde{\bar{\mu}}''(t); \quad (17)$$

$$\tilde{\bar{\mu}}(t) = \bar{a}_{t0} + \bar{a}_{t1}T + \bar{a}_{t2}T^2; \quad (18)$$

$$\tilde{\bar{\mu}}'(t) = \bar{a}_{t1} + 2\bar{a}_{t2}T; \quad (19)$$

$$\tilde{\bar{\mu}}''(t) = 2\bar{a}_{t2} \quad (20)$$

Вибір значень ΔT та m залежить від динамічних характеристик датчика та об'єкту регулювання в цілому.

Розроблена математична модель машини-реалізатора змінних норм внесення ТМ дозволяє проводити комп'ютерне аналітичне моделювання процесів реалізації технологій ЗНВ з метою перевірки умов функціонування МТА в полі і аналізу дійсної інтенсивності потоку ТМ при роботі машини-реалізатора. Моделювання проводилось в середовищі *Simulink* програмного продукту MatLab за умов, що норма внесення ТМ варіювала від 80 до 260 кг/га, швидкість руху склала 10.8 км/год (3 м/с), ширина захвату машини – 10 м, характеристики механізму приводу дозатора: $\xi = 0.2$, $T = 0.5\,c$, K=26, $T_d = 0.4\,c$. Час реалізації процесу – 70 секунд.

У першу чергу була перевірена ефективність застосування алгоритму згладжування шумових складових похибки та компенсації динамічної похибки датчика інтенсивності потоку ТМ шляхом апроксимації показників датчика поліномом другого порядку на ковзному інтервалі часу (рис. 2 та рис. 3).

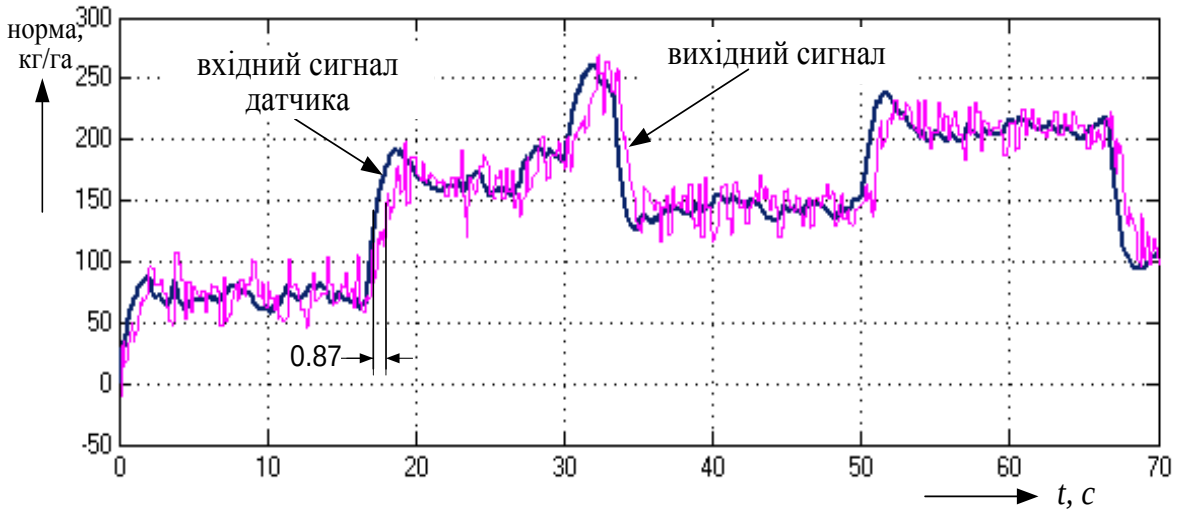


Рис. 2. Функціонування датчика інтенсивності потоку ТМ без алгоритму згладжування.

Порівняльний аналіз вихідного сигналу датчика інтенсивності потоку ТМ без застосування алгоритму згладжування шумових складових похибки і компенсації динамічної похибки датчика та із застосуванням такого алгоритму показує, що в останньому випадку різко зменшується рівень шумів вихідного сигналу датчика, а також близько у 5 разів зменшується час запізнення вихідного сигналу відносно вхідного (0,18 с проти 0,87 с). Останнє позитивно впливає і на якість виконання заданого графіка зміни норми внесення ТМ по довжині гону.

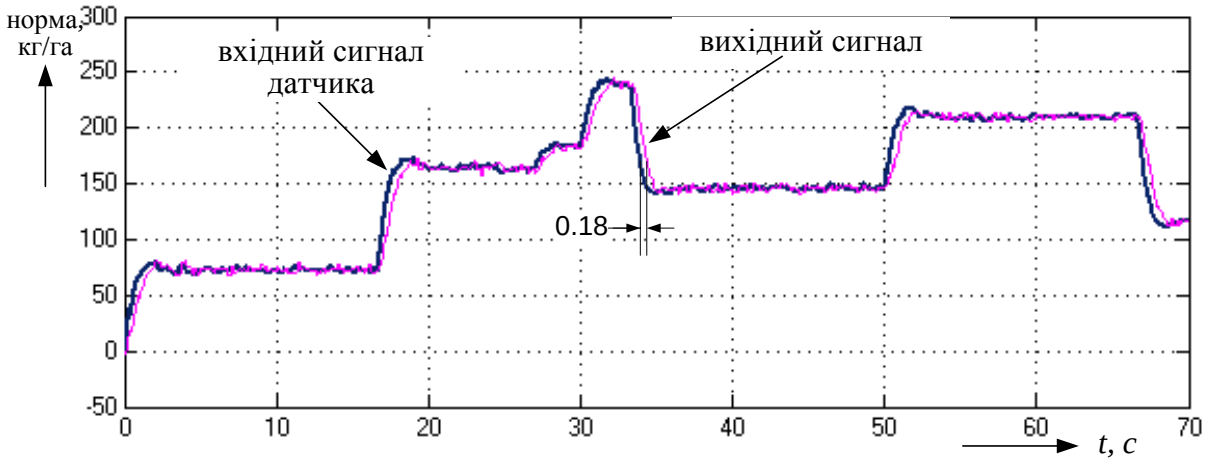


Рис. 3. Функціонування датчика інтенсивності потоку ТМ із застосуванням алгоритму згладжування шумових складових.

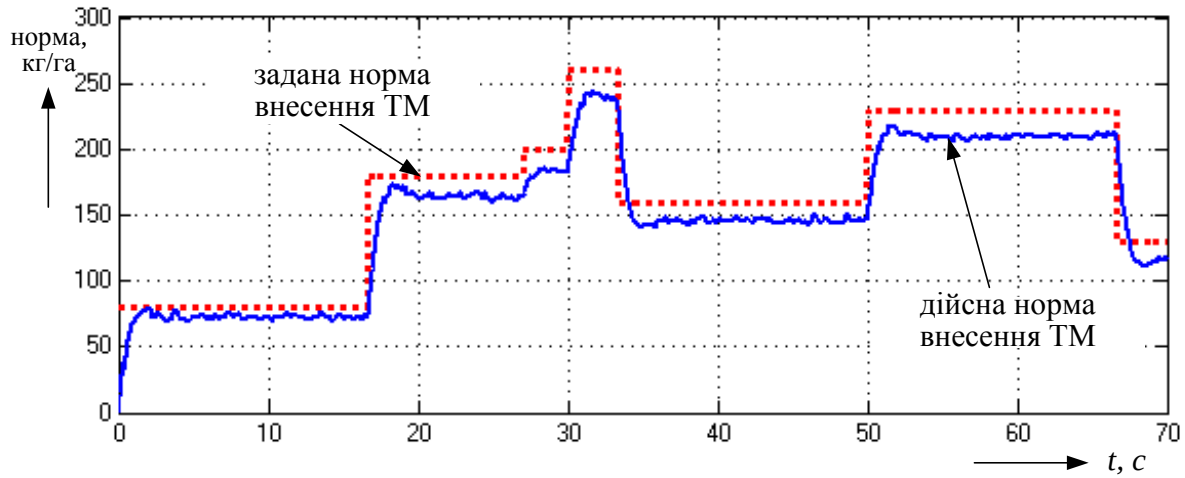


Рис. 4. Графіки заданої та дійсної норми внесення ТМ при використанні алгоритму згладжування шумових складових похибки датчика інтенсивності потоку ТМ.

При рівні середньоквадратичних відхилень похибок вимірювань швидкості руху МТА σ_V=0,03 м/с, координат в напрямку руху МТА σ_{δ}=0,3 м, при відносній похибці визначення величини $\sigma_{\Delta\mu}$=0,01, відносній систематичній погрішності $\Delta\mu$=0,02 та відносних систематичних похибках ΔV=-0,1 м/с, ΔX=0,5 м і ΔK=0,1, а також при середньоквадратичному відхиленні похибки вимірювань коефіцієнту передачі $\sigma_{\zeta\hat{E}}$=0,03 графіки заданої та дійсної норми внесення ТМ представлені на рис. 4.

Як бачимо, дійсна норма внесення ТМ практично позбавлена систематичних та шумових похибок датчика інтенсивності. Проте

має місце похибка у виконанні заданої норми внесення ТМ, яка тим більша, чим більша задана норма внесення ТМ.

Аналіз впливу величини коефіцієнта передачі пристрою дозатора шляхом імітаційного моделювання показав, що його оптимальні значення повинні бути в межах $36\langle K\langle 45$. Точність виконання заданого режиму внесення ТМ при цьому покращується (рис. 5).

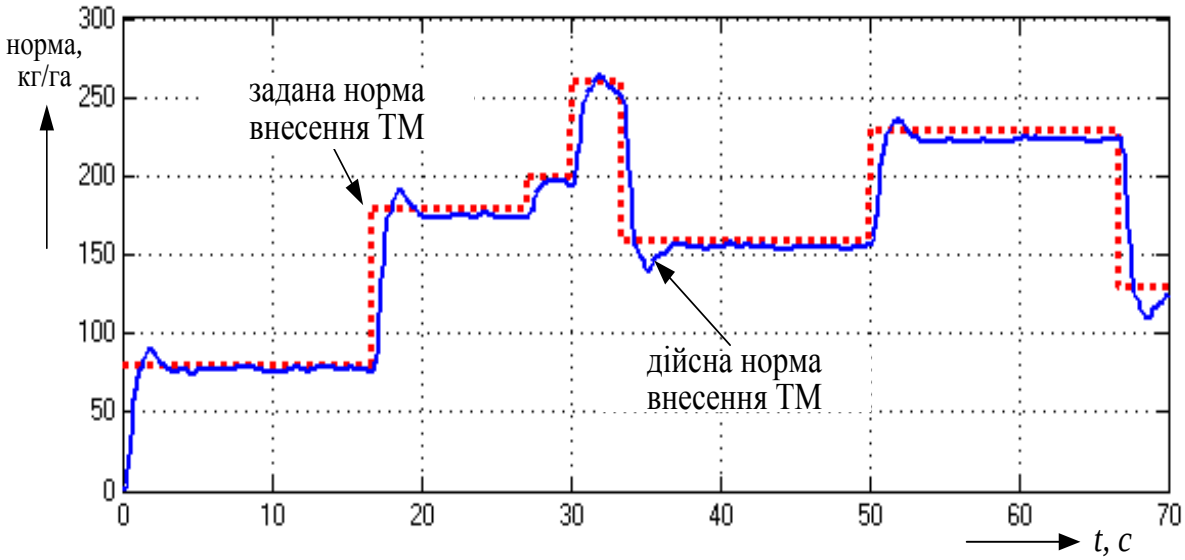


Рис. 5. Графіки заданої та дійсної норми внесення ТМ за умов оптимальних значень параметрів системи дозування.

Збільшення коефіцієнта *K* вище зазначеного рівня приводить до зростання шумових складових сигналу керування, що робить систему динамічно нестабільною. Величина середньоквадратичних відхилень *SD* різниці між дійсною нормою внесення мінеральних добрив та заданою нормою внесень склала 18 кг/га.

Подальше удосконалення систем керування інтенсивністю потоків ТМ пов'язане з вибором принципово нових схем дозування ТМ і застосуванням спеціальних алгоритмів оптимізації закону керуючої дії.

Список літератури

1. *Аніскевич Л. В.* Модель функціонування посівної машини в системі точного землеробства. Механизация производственных процессов рыбного хозяйства, промышленных и аграрных предприятий. Керчь. КМТИ. 2001. Вип. 1. С. 112–118.
2. *Смит О.* Автоматическое регулирование. Москва. Физматгиз. 1962. 848 с.
3. *Понтаев Н. Ф., Дианов В. Г.* Основы теории автоматического регулирования и авторегуляторы. Москва. Недра. 1970. 366 с.
4. *Летов А. М.* Аналитическое конструирование регуляторов. Ч. I-V. Автоматика и телемеханика. 1960. №№ 4, 5, 6. 1961. № 4. 1962. № 11.

References

1. *Aniskevich, L. V.* (2001). Model of functioning of the sowing machine in the system of precision farming. Mechanization of Production Processes of Fisheries, Industrial and Agricultural Enterprises. Kerch. KMTI. 2001. Vol. 1. P. 112–118.
2. *Smith, A.* Automatic control. Moscow. Fizmatgiz. 1962. 848 p.
3. *Pantaev, N. F., Dianov, V. G.* Foundations of theory of automatic regulation and autoregulatory. Moscow. Nedra. 1970. 366 p.
4. *Letov, A. M.* Analytical design of regulators. Part I-V. Automation and Remote Control. 1960. №№ 4, 5, 6. 1961. № 4. 1962. № 11.

МОДЕЛЬ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ МАШИНЫ ДЛЯ ВНЕСЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАТЕРИАЛОВ В ТОЧНОМ ЗЕМЛЕДЕЛИИ

Л. В. Анискевич

Аннотация. *На современном этапе развития сельскохозяйственной техники и технологий при производстве продукции растениеводства все чаще применяют технологии точного земледелия. Сельскохозяйственные машины с оборудованием для технологий точного земледелия условно можно разделить на два принципиально различных, по критерию использования геоопределенной информации, классы: машины с системами регистрации местоопределения параметров – регистраторы – (преимущественно уборочные машины и технические средства полевой разведки) и машины для распределения технологических материалов – реализаторы – в основном это такие машины, как сеялки, распределители удобрений, опрыскиватели и прочее. Согласно этому, задачи, их решает бортовое оборудование машин-регистраторов и машин-реализаторов, также принципиально разные.*

Составлена модель функционирования машины для внесения технологических материалов с использованием алгоритма сглаживания шумовых составляющих погрешности датчика интенсивности выходного потока. Увеличение коэффициента K выше указанного уровня приводит к росту шумовых составляющих сигнала управления, что делает систему динамически нестабильной. Величина среднеквадратичных отклонений SD разницы между действительной нормой внесения минеральных удобрений и заданной нормой внесения составила 18 кг/га. Дальнейшее совершенствование систем управления интенсивностью потоков технологических материалов связано с выбором принципиально новых схем дозирования технологических материалов и применением специальных алгоритмов оптимизации закона управляющего действия.

Ключевые слова: ***машина-реализатор, технологический материал, модель функционирования, имитационное моделирование***

MODEL OF FUNCTIONING OF MACHINE FOR TECHNOLOGICAL MATERIAL INPUTS IN PRECISION AGRICULTURE

L. V. Aniskevych

Abstract. *At the present stage of development of agricultural machinery and technologies for crop production have increasingly used the technologies of precision agriculture. Agricultural machines, equipment for precision farming technologies can be divided into two fundamentally different, according to the criterion of using giovinetto information classes: machinery with registration systems mcseveney parameters – recorders (mostly sweepers and technical means of field intelligence) and machines for the distribution of technological materials – implementers – this is mainly such machines as planters, fertilizer applicators, sprayers and so on. According to this, tasks and solves them on-board equipment of machines-registrars, implementers, also fundamentally different.*

The composed model of functioning of machine to make materials using the algorithm of the smoothing error components of noise intensity sensor's output. The increase in the coefficient K above this level leads to an increase of noise components of the signal which makes the system dynamically unstable. The value of the standard deviation SD of the difference between the actual rate of fertilizer application and the specified application rate was 18 kg/ha. Further improving systems to manage flows and out-flows of process materials, due to the fundamentally new schemes metering of process materials and the use of special algorithms to optimize the control law action.

Key words: ***machine-distributor, material technology, operating model, simulation***

УДК 631.354.2

РОЗРАХУНОК ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ДЕМПФЕРІВ СУХОГО ТЕРТЯ ДЛЯ ГАСІННЯ КОЛИВАНЬ НЕВРІВНОВАЖЕНОГО ГНУЧКОГО ВАЛА З НАСАДЖЕНИМ БАРАБАНОМ. ЧАСТИНА ІІ

В. С. Ловейкін, доктор технічних наук
Ю. В. Човнюк, А. П. Ляшко, кандидати технічних наук
Національний університет біоресурсів і природокористування України
e-mail: lovvs@ukr.net

Анотація. *Обґрунтований метод розрахунку оптимальних параметрів демпферів сухого тертя, які застосовуються для*

© В. С. Ловейкін, Ю. В. Човнюк, А. П. Ляшк, 2017

MODEL OF FUNCTIONING OF MACHINE FOR TECHNOLOGICAL MATERIAL INPUTS IN PRECISION AGRICULTURE

L. V. Aniskevych

Abstract. *At the present stage of development of agricultural machinery and technologies for crop production have increasingly used the technologies of precision agriculture. Agricultural machines, equipment for precision farming technologies can be divided into two fundamentally different, according to the criterion of using giovinetto information classes: machinery with registration systems mcseveney parameters – recorders (mostly sweepers and technical means of field intelligence) and machines for the distribution of technological materials – implementers – this is mainly such machines as planters, fertilizer applicators, sprayers and so on. According to this, tasks and solves them on-board equipment of machines-registrars, implementers, also fundamentally different.*

The composed model of functioning of machine to make materials using the algorithm of the smoothing error components of noise intensity sensor's output. The increase in the coefficient K above this level leads to an increase of noise components of the signal which makes the system dynamically unstable. The value of the standard deviation SD of the difference between the actual rate of fertilizer application and the specified application rate was 18 kg/ha. Further improving systems to manage flows and out-flows of process materials, due to the fundamentally new schemes metering of process materials and the use of special algorithms to optimize the control law action.

Key words: ***machine-distributor, material technology, operating model, simulation***

УДК 631.354.2

РОЗРАХУНОК ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ДЕМПФЕРІВ СУХОГО ТЕРТЯ ДЛЯ ГАСІННЯ КОЛИВАНЬ НЕВРІВНОВАЖЕНОГО ГНУЧКОГО ВАЛА З НАСАДЖЕНИМ БАРАБАНОМ. ЧАСТИНА ІІ

В. С. Ловейкін, доктор технічних наук
Ю. В. Човнюк, А. П. Ляшко, кандидати технічних наук
Національний університет біоресурсів і природокористування України
e-mail: lovvs@ukr.net

Анотація. *Обґрунтований метод розрахунку оптимальних параметрів демпферів сухого тертя, які застосовуються для*

© В. С. Ловейкін, Ю. В. Човнюк, А. П. Ляшк, 2017

гасіння небажаних коливань неврівноваженого гнучкого ротора з одним, насадженим на нього барабаном Демпфери сухого тертя використовуються для зменшення вібрацій роторних систем з насадженим на вал, що обертається барабаном, який включає критичні швидкості обертання останнього. Спеціальні демпфери сухого тертя суміщуються зазвичай з опорами. Дані демпфери суттєво знижують небажані коливання неврівноваженого гнучкого ротора з насадженим на нього барабаном, вимагають, на думку авторів даної роботи подальшого уточнення й вдосконалення.

Коли демпфери в'язкого тертя не можуть бути використані, з метою зниження амплітуд при критичних швидкостях можна використати демпфери сухого тертя.

У роботі наведена графічна з*алежність сили, діючої на фундамент (q), від частоти обертання ротора (β) за наявності демпфера сухого тертя. Дана графічна залежність дозволяє зрозуміти фізичний зміст ефекту демпферів сухого тертя, котрий полягає у тому, що демпфери вмикаються лише поза резонансних швидкостях ротора на пружних опорах.*

Обґрунтована методика розрахунку демпферів сухого тертя, які задачі до гасіння коливань неврівноваженого гнучкого ротора з насадженим барабаном.

Отримані у роботі результати можуть бути у подальшому використані для уточнення й вдосконалення інженерних методик розрахунку параметрів демпферів сухого тертя для гасіння коливань неврівноважених систем типу «ротор–барабан».

Ключові слова: ***розрахунок, оптимізація, параметри, демпфер, сухе тертя, гасіння, коливання, неврівноваженість, гнучкий ротор, барабан***

Постановка проблеми. Для зменшення вібрацій у широкому діапазоні швидкостей обертання роторних систем з насадженим на вал, що обертається, барабаном, який включає критичні швидкості обертання останнього, доцільно використати спеціальні демпфери сухого тертя, які суміщуються зазвичай з опорами. Розрахунок основних параметрів «сухих» демпферів (або демпферів сухого тертя), які суттєво знижують небажані коливання неврівноваженого гнучкого ротора з насадженим на нього барабаном, вимагають, на думку авторів даної роботи подальшого уточнення й вдосконалення.

Аналіз останніх досліджень. Вперше спеціальні демпфери, які суміщені з опорами, в'язкого та сухого тертя були запропоновані в роботах [1-3]. Методика розрахунку демпферів сухого тертя викладена у [4]. Проте існування режимів функціонування подібних демпферів, на думку авторів, вивчене недостатньо, зокрема, режими

з проковзуванням (чи без нього). Результати цитованих вище робіт будуть частково використані у даному дослідженні.

Мета досліджень полягає у обґрунтуванні методу розрахунку та оптимізації основних параметрів демпферів тертя, які призначені для гасіння небажаних коливань неврівноваженого гнучкого ротора з одним насадженим на нього барабаном. При цьому сам демпфер сухого тертя суміщений безпосередньо з кожною опорою ротора.

Результати досліджень. У тому випадку, коли демпфери в'язкого тертя не можуть бути використані, з метою зниження амплітуд при критичних швидкостях можна використати демпфери сухого тертя. Основними особливостями елементів сухого тертя є:

1) слабка залежність сили тертя від швидкості, що дозволяє при аналізі використати формулу Кулона-Амонтона:

$$F = \bar{\alpha} \cdot N \qquad (1)$$

де: *N* – сила, з якою притиснені одна до одної поверхні; α – коефіцієнт, який залежить головним чином від матеріалу пар тертя;

2) існування у системах, які використовують сухе тертя, двох режимів:

а) елемент «відчинений» – можливе взаємне проковзування поверхонь, що контактують між собою (у цьому режимі сухе тертя не обмежує амплітуд при резонансі);

б) елемент «зачинений» – взаємне проковзування поверхонь відсутнє, що можливо у випадку, коли сила тертя у елементі буде перевищувати силу, яка передається через нього.

Врахування вказаних особливостей дає можливість за рахунок вибору величини затяжки демпфера уникнути резонансних станів системи, зображеної на рис. 1.

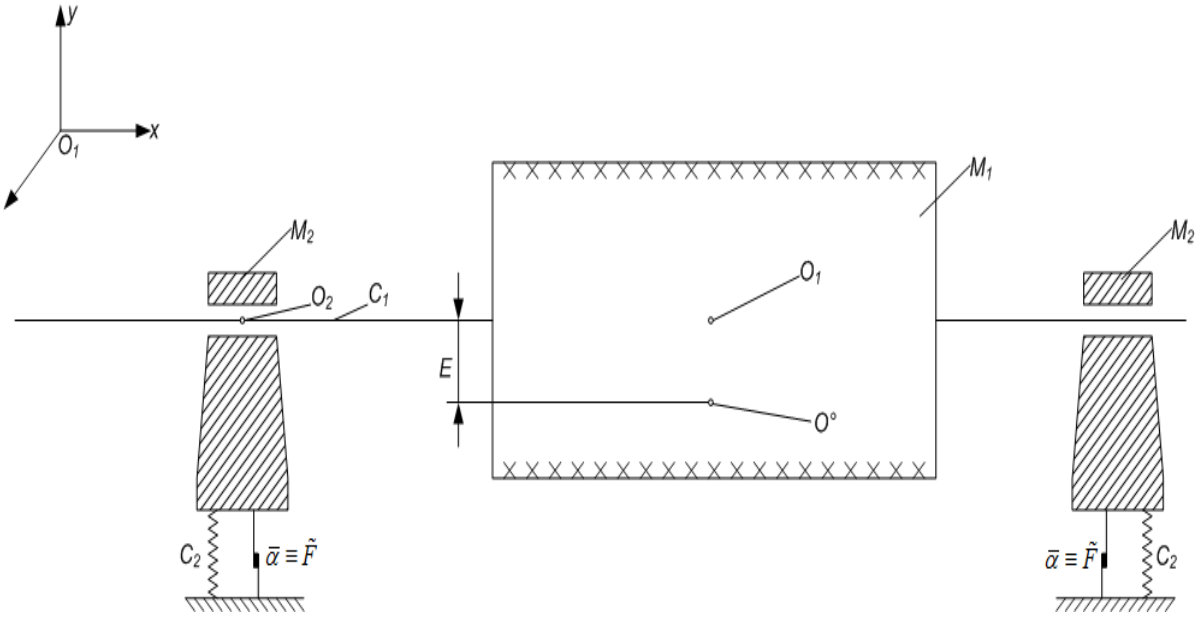


Рис. 1. Геометрія задачі.

Для зменшення резонансних коливань у системі «ротор барабан» саме ротор розміщений на двох однакових ізотропних пружнодемпферних опорах, кожна з котрих має масу M_2, жорсткість C_2, коефіцієнт демпфування сухого тертя: $\tilde{F} = \frac{F}{N} = \bar{\alpha}$; M_1 – маса ротора з насадженим барабаном; C_1 – його жорсткість.

«Спресовані» рівняння руху тільки для поступальних переміщень мають вид:

$$\begin{cases} M_1 \cdot \ddot{u}_1 + C_1 \cdot (u_1 - u_2) = M_1 \cdot E \cdot \omega^2 \cdot e^{i \cdot \omega \cdot t}; \\ M_2 \cdot \ddot{u}_2 + C_2 \cdot u_2 + F \cdot sign(\dot{u}_2) + \frac{1}{2} \cdot C_1 \cdot (u_2 - u_1) = 0, \end{cases} \quad (2)$$

де: u_1 та u_2 – переміщення відповідно барабану та його опор; $E = l_1 + i \cdot l_2$; $u_1 = u_{1y} + i \cdot u_{1z}$; $u_2 = u_{2y} + i \cdot u_{2z}$; $i^2 = -1$; l_1, l_2 – лінійні величини (вздовж вісей *Oy*, *Oz*), які характеризують параметри недосконалості ротора типу неврівноваженості; ω – швидкість обертання ротора; t – час.

Після нескладних перетворень рівняння системи (2) можна звести до двох наступних:

$$\begin{cases} u_1 = \frac{2}{C_1} \cdot \left[M_2 \cdot \ddot{u}_2 + C_2 \cdot u_2 + F_0 \cdot sign(\dot{u}_2) + \frac{1}{2} \cdot C_1 \cdot u_2 \right]; \\ \frac{M_1 \cdot M_2}{C_1} \cdot u_2^{(IV)} + \ddot{u}_2 \cdot \left(M_1 \cdot \frac{C_2}{C_1} + \frac{M_1}{2} + M_2 \right) + C_2 \cdot u_2 + F \cdot sign(\dot{u}_2) = \frac{1}{2} \cdot M_1 \cdot E \cdot \omega^2 \cdot e^{i \cdot \omega \cdot t}. \end{cases} \quad (3)$$

У подальшому розглядатимемо випадок, коли:

$$\frac{u_2^{(IV)}}{\ddot{u}_2} \approx \Omega^2 \cdot \left[\frac{M_1}{M_2} \cdot \frac{C_2}{C_1} + \frac{M_1}{2 \cdot M_2} + 1 \right], \Omega^2 = \frac{C_1}{M_1}. \quad (4)$$

Тоді друге рівняння системи (3) спрощується й набуває вигляду:

$$\ddot{u}_2 \cdot \left(M_1 \cdot \frac{C_2}{C_1} + \frac{M_1}{2} + M_2 \right) + C_2 \cdot u_2 + F \cdot sign(\dot{u}_2) = \frac{1}{2} \cdot M_1 \cdot E \cdot \omega^2 \cdot e^{i \cdot \omega \cdot t} \quad (5)$$

Введемо позначення:

$$\mu = \frac{M_2}{M_1}; \tilde{\alpha} = \frac{C_2}{C_1}; \beta = \frac{\omega}{\Omega}; D = \frac{2 \cdot F}{E \cdot C_1}, \quad (6)$$

де: F – сила затяжки кожного з демпферів.

Аналіз показує, що якщо параметр D обрати з умови:

$$D > D^* = \left| \frac{\beta_0^2}{1 - \beta_0^2} \right|, \quad (7)$$

де: β_0 – недемпфована власна частота системи (нормована на Ω) й визначається з рівняння:

$$\left(1-\beta_0^2\right)\cdot\left(\tilde{\alpha}-\mu\cdot\beta_0^2\right)-\frac{1}{2}\cdot\beta_0^2=0, \qquad (8)$$

Тоді у системі не буде резонансних станів. При розрахунку по формулі (7) беремо значення β_0, котре призводить до більшого значення для D^*. З (7) видно, що D^* завжди більше одиниці. (рівняння (8) має два корені β_{01}, β_{02}).

На рис. 2 побудовані амплітудні криві сили, діючої на фундамент ($q=\dfrac{Q}{C_1\cdot E}$, де Q – власне сила, діюча на фундамент), при $\mu=0.1$, $\tilde{\alpha}=0.1$ й для кількох значень параметру D ($D^*=1.17$).

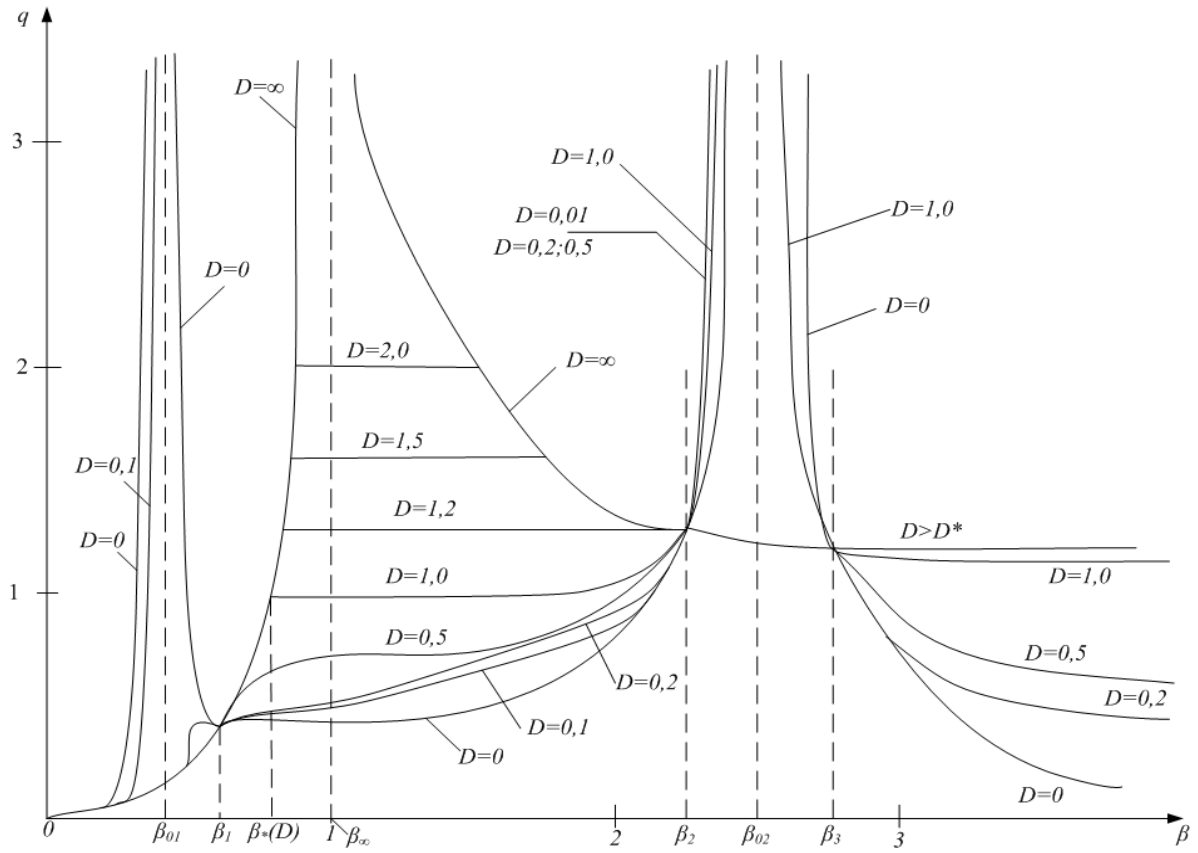


Рис. 2. Залежність сили, діючої на фундамент (q), від частоти обертання ротора (β) за наявності демпфера сухого тертя ($\beta_\infty=\beta\big|_{D\to\infty}$).

З рис. 2 випливає, що при $D>D^*$ резонансні стани відсутні. Демпфер сухого тертя при цьому працює у двох режимах: демпфер працює у діапазоні швидкостей $\beta_*(D)\ldots B_2$; демпфер не працює в усьому іншому діапазоні швидкостей. Рис. 2 дозволяє зрозуміти фізичний зміст ефекту демпферів сухого тертя, котрий полягає у тому, що демпфери вмикаються лише поза резонансних швидкостей ротора на пружних опорах. Параметр D й жорсткість опор C_2 слід

обирати мінімально можливим, оскільки при цьому зменшуються сили, діючі на фундамент. Параметр *D* залежить від величини неврівноваженості. Тому, якщо ця величина заздалегідь невідома, тоді слід орієнтуватись на максимально можливу. При непередбаченому зростанні неврівноваженості зменшується параметр *D*, і якщо він стає меншим *D**, тоді можливі резонансні коливання на критичних швидкостях. Саме у цьому проявляються нелінійні властивості демпферів сухого тертя.

Для більш детального з'ясування меж функціонування демпфера сухого тертя, в яких виникають (чи ні) резонансні коливання на критичних швидкостях, слід детально проаналізувати рівняння (5) у наближенні (4), але це є предметом окремого дослідження.

Висновок. Обґрунтована методика розрахунку демпферів сухого тертя, які задачі до гасіння коливань неврівноваженого гнучкого ротора з насадженим барабаном. Отримані у роботі результати можуть бути у подальшому використані для уточнення й вдосконалення інженерних методик розрахунку параметрів демпферів сухого тертя для гасіння коливань неврівноважених систем типу «ротор–барабан».

Список літератури

1. *Григорьев Н. В.* Нелинейные колебания элементов машин и сооружений. Москва. Машгиз. 1961. 250 с.
2. *Сергеев С. И.* Демпфирование механических колебаний. Москва. Физматиз. 1959. 270 с.
3. *Позняк Э. Л., Космачев А. Н., Райхлина Б. Б.* Колебания и прочность при переменных напряжениях. Москва. Наука. 1965. С. 53-79.
4. *Вибрации* в технике: справочник в 6-ти т. Москва. Машиностроение. 1980. Т. 3. Колебания машин, конструкций и их элементов. 1980. 544 с.
5. *Ловейкін В. С., Човнюк Ю. В., Ляшко А. П.* Вплив неврівноваженості молотильного барабана зернозбирального комбайна на його коливання. Вісник Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя. Тернопіль. 2016. Т. 79. № 3. С. 123–130.
6. *Ловейкін В. С.* Розрахунок оптимальних параметрів демпферів в'язкого тертя для гасіння коливань неврівноваженого гнучкого вала з одним барабаном. Частина І. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2017. Вип. 258. С. 273–281.

References

1. *Hryhorev, N. V.* (1961). Nonlinear oscillations of machine elements and constructions. Moscow. Mashhyz. 250.
2. *Serheev, S. Y.* (1959). Damping of mechanical oscillations. Moscow. Fyzmatyz. 270.
3. *Poznyak, E. L., Kosmachev, A. N., Reichlina, B. B.* (1965). Vibrations and strength at variable voltages. Nauka. Moscow. 53-79.

4. *Oscillations* in technology (1980). Handbook. In 6th volume. Ed. V.N. Chelomei. Mechanical Engineering. P. 3. Oscillations of Machines, Constructions and Their Elements, Ed. F. M. Dimentberg, K. S. Kolesnikov. Moscow. 544.
5. *Loveikin V. S., Chovniuk Yu. V., Liashko A. P.* (2016). Impact of unbalanced threshing drum of a combine harvester on its ocsillation. Bulletin of Ternopil National Technical University. Ternopil. Vol. 79. 123–130.
6. *Loveikin V. S., Chovniuk Yu. V., Liashko A. P.* (2017). Calculation of optimal parameters of dampers of viscous friction for damping oscillations of unbalanced flexible shaft with one reel. Part I. Scientific Herald of National University of Life and Enviromental Science of Ukraine. Series: Technique and Energy of APK. Kyiv. 2017. Vol. 258. 273–281.

РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ДЕМПФЕРА СУХОГО ТРЕНИЯ ДЛЯ ГАШЕНИЯ КОЛЕБАНИЙ НЕУРАВНОВЕШЕННОГО ГИБКОГО ВАЛА С НАСАЖДЕННЫМ БАРАБАНОМ. ЧАСТЬ II

В. С. Ловейкин, Ю. В. Човнюк, А. П. Ляшко

Аннотация. *Обоснованный метод расчета оптимальных параметров демпферов сухого трения, применяются для тушения нежелательных колебаний неуравновешенного гибкого ротора с другом, насаженным на него барабаном Демпферы сухого трения используются для уменьшения вибраций роторных систем с насаженным на вращающийся вал барабаном, который включает критические скорости вращения последнего. Специальные демпферы сухого трения совмещаются обычно с опорами. Данные демпферы существенно снижают нежелательные колебания неуравновешенного гибкого ротора с насаженным на него барабаном, требуют, по мнению авторов данной работы дальнейшего уточнения и совершенствования.*

Когда демпферы вязкого трения не могут быть использованы с целью снижения амплитуд при критических скоростях можно использовать демпферы сухого трения.

В работе приведена графическая зависимость силы, действующей на фундамент (q), от частоты вращения ротора (β) при наличии демпфера сухого трения. Данная графическая зависимость позволяет понять физический смысл эффекта демпферов сухого трения, который заключается в том, что демпферы включаются только вне резонансных скоростях ротора на упругих опорах.

Обоснованная методика расчета демпферов сухого трения, задачи к гашению колебаний неуравновешенного гибкого ротора с насаженным барабаном.

Полученные в работе результаты могут быть в дальнейшем использованы для уточнения и совершенствования инженерных методик расчета параметров демпферов сухого трения для гашения колебаний неуравновешенных систем типа «ротор-барабан».

Ключевые слова: ***расчет, оптимизация, параметры, демпфер, сухое трение, тушения, колебания, неуравновешенность, гибкий ротор, барабан***

CALCULATION OF OPTIMAL PARAMETERS OF DRY DAMPERS FOR DAMPING OSCILLATIONS OF UNBALANCED FLEXIBLE SHAFT WITH ONE REEL. PART II

V. S. Loveykin, Yu. V. Chovnyuk, A. P. Lyashko

Abstract. *Method of calculating the optimal parameters of dry friction's damper of unbalanced shaft is substantiated. These dampers are used to reduce resonant vibrations of the rotors in a wide range of speeds. Dry friction dampers are used to reduce the vibrations of rotary systems with a drum that is loaded on a rotating shaft and includes the critical rotational speeds. Special dry-friction dampers are usually combined with supports. These dampers significantly reduce the undesirable vibrations of an unbalanced flexible rotor with a drum mounted on it, require, in the authors' opinion, further refinement and improvement.*

When viscous friction dampers cannot be used to reduce the amplitudes at critical speeds, dry-friction damping can be used.

The graph of the force acting on the foundation (q) on the rotational speed of the rotor (β) is shown in the work with a dry friction damper. This graphical dependence makes it possible to understand the physical meaning of the dry friction damping effect, which consists in the fact that the dampers are switched on only outside the resonant speeds of the rotor on elastic supports.

A well-founded technique for calculating dry-friction dampers, a problem for damping vibrations of an unbalanced flexible rotor with a mounted drum.

The results obtained can be further used to refine and improve the methods of engineering calculation of optimal parameters.

Key words: calculation, optimization, parameters, damper, dry friction, quenching, oscillation, imbalance, flexible rotor, drum.

УДК 621.357.8:621.315

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ НАСОСОВ РЫБОКОНСЕРВНЫХ ЗАВОДОВ

Ю. Г. Сухенко, В. Ю. Сухенко, доктора технических наук
М. М. Муштрук, З. А. Бурова, кандидаты технических наук
В. В. Дудченко, аспирант
Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
e-mail: suhenko@ukr.net, mixej.1984@ukr.net

Аннотация. *Исследован процесс кавитационно-эрозионного изнашивания деталей проточной части насосов рыбоконсервных производств, перекачивающих агрессивные растворы хлорида натрия различной концентрации. Предложены конструкцыонные материалы для изготовления деталей, соприкасающихся с этими растворами и подверженных интенсивному изнашиванию.*

В рыбоперерабатывающих производствах используют соленую морскую воду во время промисла в водах Мирового океана (3,5 % NaCl), Черного (1,8 % NaCl), Азовского (1,3 % NaCl) и других морей. Она перекачивается насосами, рабочие колеса которых изготовлены из серого чагуна, наработка на отказ которых не превышает 3000 часов. Еще в худших условиях работают насосы, перекачивающие томатный соус, в состав которого входит поваренная соль и уксус, делая эту среду чрезвычайно агрессивной даже по отношению к нержавеющим сталям. Наработка на отказ этих насосов находится в пределах 1800 – 2000 часов.

Показано, что первопричиной кавитационно-эрозионного изнашивания проточной части насосов является микроударное циклическое действие жидкости и ее коррозионная активность. Это предопределяет усталостный характер разрушения сплавов.

Для исследования процесса кавитационно-эрозионного изнашивания и выбора материалов для изготовления рабочих колес насосов разработана экспериментальная установка. На ней с использованием магнитно-стрикцинного вибратора осуществляется механическое нагружение поверхностей рабочих колес насосов и коррозионное воздействие сред.

Методом ферромагнитного резонанса показано, что среда изменяет поверхностную энергию деталей, влияет на разрядку

© Ю. Г. Сухенко, В. Ю. Сухенко, М. М. Муштрук, З. А. Бурова, В. В. Дудченко, 2017

дислокаций в тонком поверхностном слое деталей. При наличии в воде хлоридов коррозионная стойкость даже нержавеющих аустенитных сталей резко уменьшается вследствие наводораживания и охрупчевания поверхности металла.

Показано что при длительном воздействии кавитации дислокации образуют скопление во главе которых возникают напряжения, превышающие прочность на сдвиг, что приводит к разрушению поверхностей. Этот процесс повторяется циклически. Интенсивность упрочнения и разупрочнение зависит от концентрации хлорида натрия.

Интенсивность кавитационно-эрозионного изнашивания может быть определена с использованием структурно-энергетической теории, правомерность использование которой подтверждена в данной работе. Поэтому ее следует внедрить в практику конструирования насосов для рыбоперерабатывающей промышленности.

Детали насосов, соприкасающиеся с раствором хлорида натрия целесообразно изготовлять из титановых и высокохромистих сталей.

Ключевые слова: ***морская вода, солевой раствор, рабочие колеса, усталостное разрушение, кавитация, эрозия, охрупчивание, износостойкие материалы***

Постановка проблемы. В рыбоперерабатывающей промышленности используют соленую морскую воду во время переработки рыбы в условиях промысла в водах Мирового океана (3,5% NaCl), Черного (1,8% NaCl), Азовского (1,3% NaCl) и других морей , водордные показатели которой колеблются в пределах pH 7,5-8,4, которая перекачивается насосами типа 3К-6, рабочие колеса которых, выполненные из серого чугуна СЧ18, работают в условиях кавитационно-эрозийного изнашивания под воздействием морской воды и рыбьего жира с большим количеством поверхностно-активных веществ. Наработка на отказ таких колес не превышает 3000 часов (рис. 1,а). Не в лучших условиях работают рабочие колеса насосных агрегатов КМ-50-32-154. И хотя проточная часть таких насосов выполнена из нержавеющей аустенитной стали 12Х18Н9Т, однако срок службы рабочих колес, которые контактируют с томатным соусом, заливаемым в консервы и в состав которого входит поваренная соль и уксус, не превышает 1800-2000 часов (рис. 1,б).

При производстве многих пищевых продуктов применяются растворы уксусной кислоты и поваренной соли различных концентраций. Коррозии и изнашиванию в средах, содержащих

уксусную кислоту, подвергаются детали мясо- и рыбоконсервных цехов. Поваренная соль, входящая в состав многих сред пищевой промышленности, часто применяется в сочетании с уксусной кислотой. В этом случае значительно усиливается коррозионная активность растворов. Например, добавка всего 1% хлорида натрия к концентрированной уксусной кислоте почти в 50 раз увеличивает скорость коррозии хромоникелевых аустенитных сталей [1]. Поэтому исследование кавитационно-эрозийного изнашивания материалов в растворах поваренной соли является актуальной задачей.



а) б)

Рис. 1. Кавитационно-эрозийный износ рабочих колес насосов: а) изношенное колесо насоса 3К-6; б) изношенное колесо насоса КМ-50-32-154.

Цель исследования – проанализировать причины изнашивания проточной части названных насосов, выполнить лабораторные исследования и на этой основе предложить износостойкие конструкционные материалы для изготовления их деталей.

Методика исследований. Хотя, первопричиной кавитационно-эрозийного изнашивания проточной части насосов является микроударное воздействие жидкости, в зависимости от интенсивности этого воздействия и коррозионной активности перекачиваемых сред характер изнашивания может существенно изменятся [2]. Интенсивность микроударного нагружения определяется плотностью потока внешней энергии, которую условно можно разделить на следующие уровни: низкая (<0,01 Вт/м^2), средняя (1 Вт/м^2), высокая (>10 Вт/м^2) [3].

В зависимости от плотности потока энергии микроударного воздействия и коррозионной активности сред можно выделить такие разновидности кавитационно-эрозийного изнашивания как процесса коррозионно-механического разрушения:

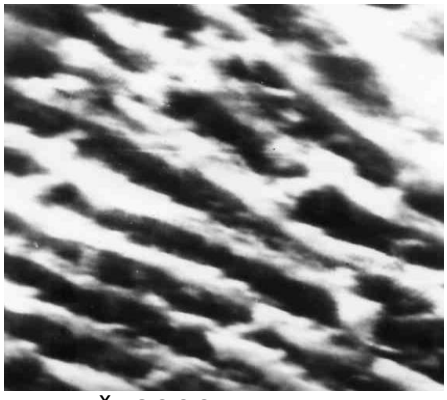
- эрозийное и коррозионно-эрозийное при трении потока жидкости о поверхность деталей в условиях низкой плотности энергии, которое наблюдается в центробежных насосах работающих в бескавитационном режиме;

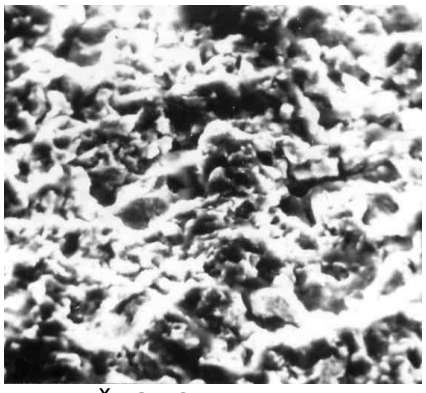
- эрозийное изнашивание при вихреобразовании, кавитации низкой интенсивности и щелевой эрозии, которое наблюдается при изнашивании деталей водокольцевых и центробежных насосов при средней плотности энергии и коррозионной активности перекачиваемых сред;

- кавитационно-эрозийное изнашивание при высокой плотности потока энергии ударных волн, которое наблюдается в быстроходных центробежных и вихревых насосах.

Циклический характер воздействия ударных нагрузок при кавитации предопределяет усталостный характер разрушения материалов при кавитационно-эрозийном изнашивании. Электронно-микроскопическим анализом нами на фрагментах, вырезанными из колес насосов 3К-6, перекачивающих морскую воду в дефростере для рыбы, изготовленных из чугуна СЧ18, и колес насосов КМ-50-32-154, перекачивающих томатный соус с добавками поваренной соли и уксуса, изготовленных из стали 12Х18Н9Т были выделены многочисленные бороздки (рис. 2,а,б), которые являются характерными признаками усталостного разрушения от воздействия кавитации.

Таким образом, поиск износостойких материалов для изготовления рабочих колес названных насосов можно провести на основе экспериментальных исследований, одновременно имитирующих механическое нагружение раюочих колес благодаря схлопыванию кавитационных пузырьков и коррозионное воздействие основных компонентов перекачиваемых сред.





^{x}12900 ^{x}1250

а) б)

Рис. 2. Фрактография поверхностей разрушения рабочих колес насосов из чугуна СЧ18 (а) и стали 12Х18Н9Т (б).

Для изучения этих процессов воспользовались разработанной в НУПТ (г. Киев) экспериментальной установкой с магнито-стрикционным вибратором (МСВ) и методикой, которые позволяли реализовать потенциостатический метод исследования кавитационно-эрозийного изнашивания как процесса коррозионно-механического разрушения конструкционных материалов [4, 5].

Для автоматизации снятия потенциодинамических кривых установку несколько модернизировали, соединив потенциостат с электронным адаптером, системным компьютерным блоком, плоттером и монитором (рис. 3).

Использованная методика обеспечивает возможность исследования электрохимических процессов при кавитационно-эрозийном изнашивании конструкционных материалов в технических электропроводных средах рыбоперерабатывающих производств.

На основании снятых при микроударном нагружении поляризационных кривых можно получить количественное определение коррозионных потерь массы образцов при испытаниях на установке с СМВ.

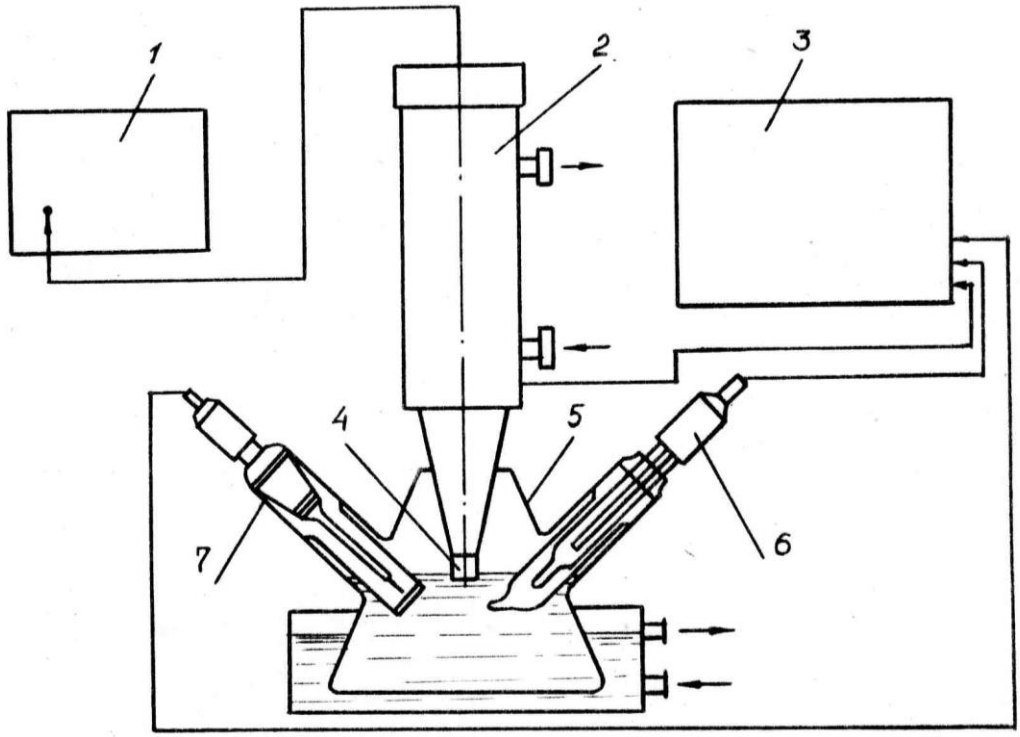


Рис. 3. Принципиальная схема экспериментальной установки: 1 – генератор УЗДН-1; 2 – МСВ; 3 – потенциостат П-5827М; 4 – образец (рабочий электрод); 5 – электрохимическая ячейка ЯСЭ-2; 6 – электрод сравнения ЭВЛ-1М1; 7 – вспомогательный платиновый электрод;8 – электронный адаптер; 9 – системный блок; 10 – плотер;11 – монитор.

При больших плотностях тока на анодной и катодной поляризационных кривых, построенных в координатах «потенциал φ - логарифм плотности тока lgi» имеются прямолинейные участки, для которых применимы уравнения Тафеля для определения тока на аноде i_a и катоде $i_к$ [6, 7]:

$$i_a = i_{кор} \exp\left(\frac{2{,}3}{b_a}\Delta\varphi\right), \quad (1)$$

$$i_a = -i_{кор} \exp\left(-\frac{2{,}3}{b_a}\Delta\varphi\right), \quad (2)$$

где: $\Delta\varphi = \varphi - \varphi_{кор}$ – изменение электродного потенциала; φ – текущее значение потенциала; $\varphi_{кор}$ – потенциал коррозии; b_a, b_i – тафеловские коэффициенты наклона анодной и катодной поляризационных кривых.

Экстраполяция этих участков в область малых перенапряжений позволяет в точке их пересечения определить величину коррозионного тока, по которому с использованием закона Фарадея, вычисляются потери массы образцов от электрохимической коррозии [8, 9]. Потери массы от чисто кавитационно-эрозийного взаимодействия с образцово движущейся технологической средой определяется как разность между суммарными потерями от механического воздействия и коррозии и чисто коррозионными потерями. Для сопоставления интенсивности разрушения образцов из материалов, которые имеют различный удельный вес, потерю массы обычно пересчитывают на объемные потери.

Разрушение материалов при кавитационно-эрозийном изнашивании сопровождается интенсивной пластической деформацией поверхностных слоев металлов. Среда при этом влияет на изменение поверхностной энергии металла, что затрудняет или облегчает разрядку дислокаций в тонком поверхностном слое. Часть энергии микроударного воздействия жидкости остается в металле в виде скрытой энергии наклепа. Для изучения изменения этих свойств поверхностных слоев в процессе изнашивания обычно применяют метод измерения микротвердости и рентгеноструктурный анализ. Первый из них непригоден при развитом рельефе поверхности, а использование второго затруднено ввиду того, что рентгеновское излучение, проникающее глубоко в металл, не позволяет выделить изменение структуры тонких поверхностных слоев на фоне информации от глубинных слоев. Кроме того, оно рассеивается на образующихся в ходе

испытаний образцов шероховатостей и не всегда позволяет оценить изменение дислокационной структуры в тонких поверхностных слоях и влияние на нее рабочей среды при кавитационно-эрозийном изнашивании. Большими возможностями в этом направлении обладает метод ферромагнитного резонанса (ФМР), погрешность измерения при котором не превышает 1%. Методика исследований с использованием метода ФМР достаточно подробно описана в работе [10].

В силу скин-эффекта электромагнитное поле СВЧ проникает вглубь металла и уширение линии ФМР ΔН в этом случае отражает изменение дислокационной структуры в тонком поверхностном слое и величина ΔН линейно зависит от плотности дислокаций: $\Delta H = 10^{-8} \rho$ (для никеля), где ρ-плотность дислокаций [11].

Результаты исследований. Исследовали кавитационно-эрозийное изнашивание конструкционных материалов, взятых из различных групп на установке с МСВ в растворах поваренной соли и уксусной кислоты различных концентраций.

Растворы поваренной соли являются сильными электролитами и вызывают интенсивное кавитационно-эрозийное изнашивание деталей оборудования, сопровождающегося протеканием коррозионных процессов, межкристаллитной коррозии, питтингообразования, коррозионного растрескивания под напряжением. В пищевой промышленности вообще и рыбоперерабатывающей промышленности в частности, применяются растворы поваренной соли различной концентрации, вплоть до насыщения.

Результаты проведенных потенциостатических исследований на установке с МСВ показали, что при наличии в воде хлоридов коррозионная стойкость металлов резко уменьшается (для углеродистых сталей на порядок). Интенсивность коррозии некоррозионностойких сплавов максимальна при содержании в растворе 3-5% поваренной соли (рис. 4), что обусловлено уменьшением растворимости кислорода.

Найденные по поляризационным кривым коррозионные токи исследованных металлов позволили определить коррозионные потери массы образцов и оценить роль коррозионного фактора при кавитационно-эрозийном изнашивании. В процессе проведения экспериментов как для некоррозионностойких, так и для коррозионностойких сплавов наблюдалось лишь возрастание коррозионных токов с увеличением концентрации поваренной соли, что связано с увеличением электропроводности растворов. Зависимость же растворимости кислорода от концентрации раствора при интенсивной турбулизации потока в процессе

кавитации не играет столь заметной роли как при коррозии в статических условиях, поэтому интенсивность кавитационно-эрозийного изнашивания линейно возрастает с увеличением концентрации хлорида натрия в растворе (рис. 5).

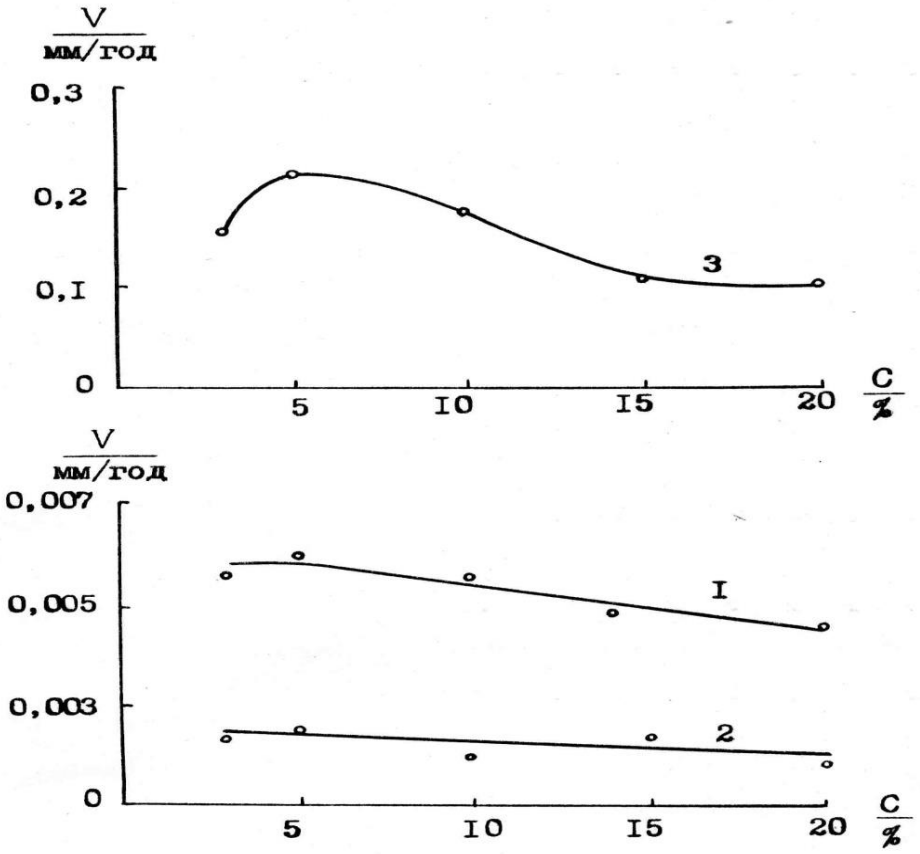


Рис. 4. Влияние концентрации хлорида натрия С на скорость коррозии металлов: 1 – титановый сплав ВТ-14; 2 – сталь12Х18Н9Т; 3 – сталь 45.

Известно, что легирование хромом позволяет существенно повысить коррозионную стойкость железоуглергдистых сплавов. Поэтому сталь 12Х18Н9Т обладает более высокой коррозионной стойкостью по сравнению с титаном и его сплавами. Однако кавитационно-эрозийная стойкость этой стали ниже, чем у титановых сплавов. В стали 12Х18Н9Т в течение инкубационного периода коррозии под напряжением происходит накопление ионов хлора за счет адсорбции массивной поверхностной пленкой, а затем следует пробой пленки в местах выхода плоскостей скольжения [12]. В микрообъемах пластически деформированного металла ускоряется диффузия атомов вдоль дислокаций, а на стадии развития трещин в их вершинах, активно растворяется никель, что инициирует превращение γ-фазы в α-фазу в зоне объединения матрицы с никелем. Причем коррозионное растрескивание сталей

в растворах повареной соли сопроваждается подкислением среды, что делает возможным выделение водорода, водородное охрупчивание [13, 14] и разрушение поверхности металла.

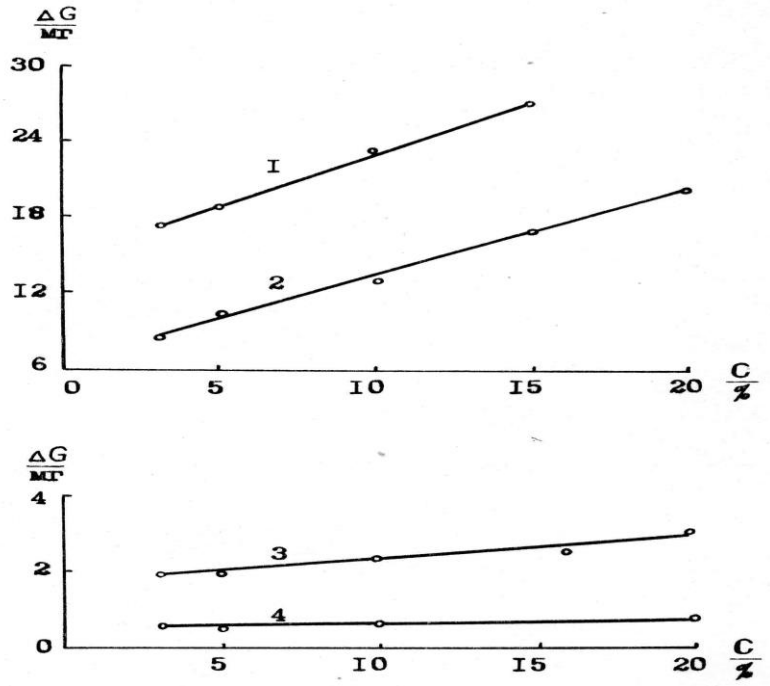


Рис. 5. Влияние концентрации поваренной соли С на потери массы ΔG металлов: 1 – стали 45; 2 – никеля; 3 – стали 12Х18Н9Т; 4 – титановй сплав ВТ-14.

Высокая коррозионная стойкость в сочетании с высокими прочностными свойствами обеспечивают малую интенсивность изнашивания титановых сплавов в растворах поваренной соли, особенно тех, которые имеют (α+β) структуру, например ВТ14, ВТ-3-1 и др.

Износостойкость материалов при микроударном воздействии внешней среды пропорциональна энергоемкости их поверхностных слоев, определяемой энергией, затраченной на деформирование и трещинообразование материала до момента образования продуктов износа [15, 16].

Влияние среды на энергоемкость поверхностных слоев металлов и ее взаимосвязь с кавитационно-эрозийной стойкостью исследовалось с использованием метода ФМР. С этой целью испытывали на установке с МСВ предварительно полированных и отожженных в вакууме никелевых образцов в растворах хлорида натрия различной концентрации.

Результаты измерения ширины линии ФМР ΔН в зависимости от времени испытаний показали (рис. 6), что изменение ΔН, а следовательно, плотности дислокаций и прочностных свойств

поверхностного слоя происходит циклически. В начальный период ΔН возрастает и, достигнув максимального значения, уменьшается, что корелирует с теоретическими представлениями об усталостной природе кавитационно-эрозийного изнашивания.

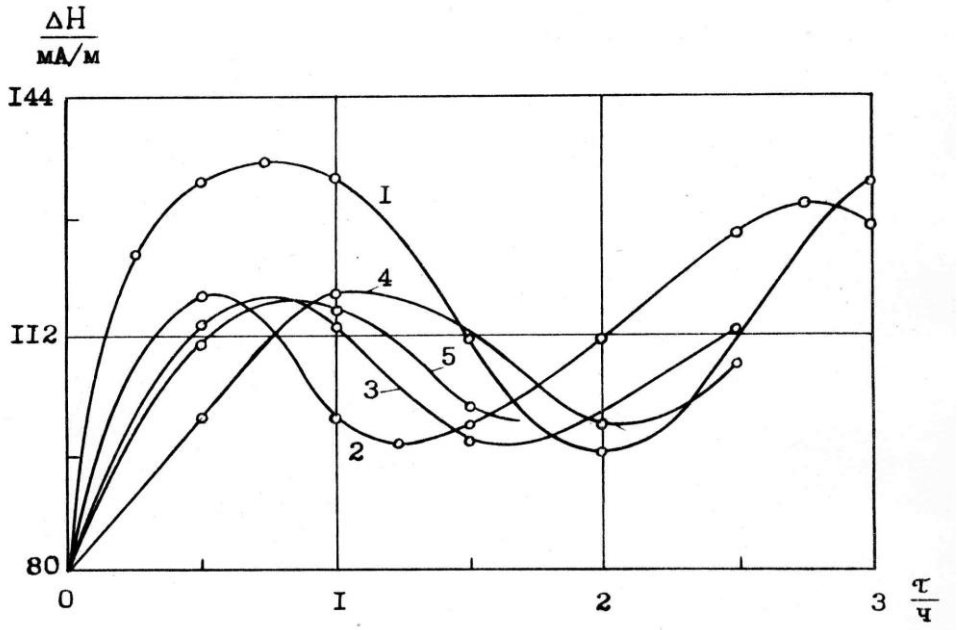


Рис. 6. Изменение ширины линий ФМР ΔН с течением времени испытаний образцов из никеля в средах: 1 – вода; 2, 3, 4, 5 – соответственно 5, 10, 15, 20-ти процентные растворы хлорида натрия.

Возрастание ΔН в начальный период обусловлено упрочнением вследствие искажения кристаллической решетки из-за увеличения плотности дислокаций и их упругого взаимодействия. Сначала процесс упрочнения поверхностного слоя происходит интенсивно, а затем замедляется, что может быть связано со снижением интенсивности работы дислокационных источников из-за упругих искажений дислокационных скоплений и стоком дислокаций к образующимся микротрещинам.

При длительном воздействии ультразвуковой кавитации дислокации образуют скопления. На головную дислокацию скопления действует не только внешнее напряжение, но и сила взаимодействия с другими дислокациями скопления, которая пропорциональна приложенному напряжению и количеству дислокаций в скоплении. При большом количестве линейных дефектов в скоплении и под действием внешнего напряжения в голове скопления возникают напряжения, превышающие теоретическую прочность на сдвиг и, в результате, происходит нарушение сплошности металла и возникают микротрещины [12].

Образование микротрещин способствует стоку к ним дислокаций, вызывая разупрочнение. С течением времени количество микротрещин возрастает, что приводит к интенсивному сокращению длины пробега дислокаций. Вместе с тем, рассасывание дислокационных скоплений при разупрочнении может возобновить деятельность ранее прекративших работу дислокационных источников, что вызывает некоторое возрастание плотности линейных дефектов и уменьшение скорости разупрочнения. После изнашивания деформированного и разупрочненного слоя металла процесс повторяется.

Рассмотренная схема изменения дислокационной структуры при воздействии кавитации согласуется с результатами износных испытаний в которых интенсивность изнашивания, как правило, на стадии упрочнения в 2-3 раза меньше, чем в период разупрочнения. Полученные результаты также находятся в полном соответствии со структурно-энергетической теорией изнашивания [2].

Увеличение и уменьшение величины ΔН свидетельствует о чередовании процессов упрочнения, разупрочнения и разрушения тонких слоев металла в данных условиях изнашивания. При испытании образцов в растворах хлорида натрия различной концентрации наблюдается уменьшение, по сравнению с испытаниями в воде уширения линий ФМР, а также изменение кинетики упрочнения и разупрочнения.

Значительное снижение максимально достижимой степени упрочнения в растворах хлорида натрия связано с облегчением выхода дислокаций при адсорбции на поверхности металла хлор-ионов. Наблюдаемое замедление скорости упрочнения и разупрочнения с повышением концентрации хлорида натрия в растворе (более пологие кривые) по всей вероятности выхвано интенсификацией коррозионных процессов. Микроударное воздействие растворов хлорида натрия благоприятствует развитию коррозии под напряжением. Образующиеся коррозийные повреждения поверхности металла, являясь стоками дислокаций, облегчают их выход на поверхность.

В соответствии со структурно-энергетической теорией кавитационно-эрозийного изнашивания потери массы образца ΔG за время испытаний t на стендах различных типов могут быть определены по формуле [16]:

$$\Delta G = kq\rho t \frac{\tau_H}{E_{уд} \cdot \tau} \qquad (3)$$

где: *k* – коэффициент, учитывающий долю энергии внешнего воздействия, которая расходуется на изнашивание металла;

q – удельная энергия внешнего воздействия; ρ – плотность; $\tau_н$, τ – периоды, соответственно, упрочнения и всего цикла упрочнение-разупрочнение (определяется по кривым ΔH(t), подобным представленным на рис. 6); $E_{уд}$ – удельная энергоемкость (энергия затрачиваемая на деформирование материала в течение одного цикла изнашивания).

Удельная энергоемкость определяется энергией дислокаций, участвующих в процессах деформирования и разрушения. Согласно теории дислокаций [17, 18] энергия искажений, запасенная в процессе деформирования, пропорциональна плотности дислокаций. Следовательно, справедливо следующее равенство:

$$E_{уд} = K\left(\Delta H_{\max} - \Delta H_{\min}\right) \tag{4}$$

где: K – коэффициент пропорциональности; ΔH_{max} - ΔH_{min} – соответственно, максимальное и минимальное уширение линий ФМР на кривых ΔH(t) за один цикл.

При постоянной энергии внешнего воздействия и времени испытания потеря массы металла образца может быть определена из выражения:

$$\Delta G = const\left(\frac{\Delta H_{\max} - \Delta H_{\min}}{\frac{\tau_H}{\tau}}\right), \tag{5}$$

где: $const = kqpt/K$.

Результаты испытаний на изнашивание, представленные в табл. 1, удовлетворительно описываются зависимостью:

$$\Delta G = 600\left(\frac{\frac{\tau_H}{\tau}}{\Delta H_{\max} - \Delta H_{\min}}\right). \tag{6}$$

1. Потери массы образцов за 2 часа испытаний на установке с МСВ и данные анализа кривых ФМР.

Процентное содержание хлористого натрия в воде, вес.	ΔG, мг	$\tau_н$, ч	τ, ч	$\Delta H_{max} - \Delta H_{min}$ *мА/М*
Дистилированная вода	8,9	1,10	1,90	41,6
5	11,4	0,50	1,25	22,4
10	12,9	0,70	1,60	20,1
15	16,8	1,05	2,05	19,2
20	20,0	0,85	1,65	15,0

Полученные результаты подтвердили возможность использования положения структурно-энергетической теории

кавитационно-эрозийного изнашивания в коррозионных средах, которые способствуя выходу дислокаций на поверхность, вызывают уменьшение энергоемкости поверхностных слоев металлов и их износостойкости при кавитационном нагружении.

Таким образом, для изготовления деталей оборудования, подверженных кавитационно-эрозийному изнашиванию в растворах поваренной соли могут быть рекомендованы титановые сплавы, а также высокохромистые сплавы типа 130Х16М, обладающие хорошими литейными свойствами и пригодные для изготовления рабочих колес центробежных насосов вместо серого чугуна СЧ18.

Выводы

1. Насосы, перекачивающие растворы хлорида натрия на рыбоконсервных заводах подвержены кавитационно-эрозийному изнашиванию.

2. Исследование износостойкости материалов для проточной части насосов необходимо проводить с учетом коррозионного и механического факторов.

3. Метод ферромагнитного резонанса позволяет объяснить физическую сущность процесса изнашивания материалов в растворах поваренной соли.

4. Структурно-энергетическая теория изнашивания позволяет внедрить расчетные методы определения износостойкости в практику конструирования насосов для рыбоперерабатывающей промышленности.

5. Детали проточной части насосов, перекачивающих растворы хлорида натрия целесообразно изготавливать из титановых и высокохромистых сплавов.

Список литературы

1. *Сухенко Ю. Г., Муштрук М. М., Сарана В. В.* Забезпечення довговічності обладнання харчових і переробних підприємств: монографія. Київ. ЦП “Компринт”. 2017. 463 с.

2. *Сухенко Ю. Г., Литвиненко О. А., Сухенко В. Ю.* Надійність і довговічність устаткування харчових і переробних виробництв: підручник. Київ. НУХТ. 2010. 547 с.

3. *Погодаев Л. И.* Износостойкость материалов и деталей машин при гидроабразивном и кавитационном изнашивании: автореф. дис. … д-ра техн. наук: 05.08.04. Санкт-Петербургский ГУВП. 1979. 46 с.

4. *Белый В. И., Некоз А. И.* Применение потенциостатического метода при эрозийном изнашивании металлов. Проблемы трения и изнашивания. 1977. Вып. 11. С. 44–45.

5. *Белый В. И., Некоз А. И., Прейс Г. А.* Потенциостатический метод исследования кавитационно- эрозийного изнашивания. Проблемы трения и изнашивания. 1979. Вып. 15. С. 46–48.

6. *Дзюб А. Б., Сухенко В. Ю., Манилов В. В., Сухенко Ю. Г.* Методика исследования процессов коррозионно-механического изнашивания оборудования пищевых и перерабатывающих производств. MOTROL. 2014. Vol. 16. № 3.
7. *Фрумкин А. Н., Багоцкий В. С., Иофа З. А.* Кинетика электродных процессов. Москва. МГУ. 1952. 319 с.
8. Определение скорости коррозии электрохимическими методами. Экспресс – информация. Коррозия и защита металлов. 1982. № 18. С. 11–18.
9. *Сухенко Ю. Г., Дзюб А. Б., Сухенко В. Ю., Манилов В. В.* Природа коррозионно-механического изнашивания оборудования пищевой и перерабатывающей промышленности. MOTROL. 2014. Vol. 16. № 3. P. 74–81.
10. *Пинчук В. Г., Шелудяков Е. А., Суглоб Ф. Г., Бортник Г. И.* Исследование дислокаций структуры металлов при избирательном переносе методом ферромагнитного резонанса. Проблемы трения и изнашивания. 1975. Вып. 8. С. 44–46.
11. *Morkowski J*. Broadening of the ferromagnetic resonance line by dislocation dipoles. Acta Phisica Polon. 1969. 36. Fasc. 4(10). P. 503–516.
12. *Назаров А. А.* Механизм коррозии под напряжением стали типа 12Х18Н10Т в растворах хлоридов. Защита металлов. 1982. Т. 18. № 2. С. 212–215.
13. *Caonen R. F., Stark J. R.* Masstransport along individual dislocation. J. Appl. Phys. 1979. Vol. 40. № 12. P.4361–4366.
14. *О роли* водорода в процессе коррозионного растрескивания стали в растворах хлоридов. Защита металлов. 1983. Т. 19. №2. С. 267–270.
15. *Погодаев А. И., Некоз А. И., Овчаренко Б. К., Рудник С. И.* Кинетическая плотность потока мощности ударных волн как критерий стойкости многофазных материалов при ударном изнашивании. Проблемы трения и изнашивания. 1975. Вып. 8. С. 14–18.
16. *Погодаев А. И., Некоз А. И., Слынько А. И.* Относительная износостойкость металлов в условиях гидроабразивного изнашивания при кавитации. Проблемы трения и изнашивания. 1974. Вып. 5. С. 95–102.
17. *Хирт Дж., Лоте И.* Теория дислокаций. Москва. Атомиздат. 1972. 600 с.
18. *Паламарчук І. П.* Математичне моделювання процесу тепломасообміну за умов пароконтактної стерилізації продукції у циліндричній тарі. Техніка енергетика, транспорт АПК. 2017. №2 (97). С. 64–70.

References

1. *Sukhenko, Yu. G., Mushtruk, M. M., Sarana, V. V.* (2017). Ensuring the durability of equipment for food processing and processing enterprises: monograph. Kyiv. CP "Komprint". 463.
2. *Sukhenko, Yu. G., Litvinenko, O. A., Sukhenko, V. Yu.* (2010). Reliability and durability of the equipment of food and processing industries. Kyiv. NUKHT. 2010. 547.
3. *Pogodaev, L. I.* (1976). Wear resistance of materials and parts of machines at hydroabrasive and cavitation wear: author's abstract. dis ... Dr. Tech. Sciences: 05.08.04. St. Petersburg State Defense Department. 46.
4. *Belyi, V. I., Nekoz, A. I.* (1977). Application of the potentiostatic method for erosion wear of metals. Problems of Friction and Wear. Vol. 11. 44–45.
5. *Belyi, V. I., Nekoz, A. I., Preys, G. A.* (1979). Potentiostatic method for investigating cavitation and erosion wear. Problems of Friction and Wear. Vol. 15. 46–48.

6. *Dzub, A. B., Sukhenko, Yu. G., Sukhenko, V. Yu., Manilov, V. V.* (2014). Methods of studying processes of corrosion-mechanical wear of equipment for food processing and processing industries. MOTROL. Vol. 16. No. 3. 74–81.
7. *Frumkin, A. N., Bagotsky, V. S.* (1952). Kinetics of electrode processes. Moscow. MSU. 319.
8. *Determination* of corrosion rate by electrochemical methods (1982). Express information. Corrosion and metal protection. №18. 11–18.
9. *Sukhenko, Y. G., Dzhub, A. G., Sukhenko, V. Yu., Manilov, V. V.* (2017). The nature of the corrosion-mechanical wear of equipment for the food and processing industry. MOTROL. Vol. 16. No. 3. 64–73.
10. *Pinchuk, V. G., Sheludyakov, E. A., Soglob, F. G., Bortnik, G. I.* (1975). Investigation of Metal Metal Dislocations in Electoral Transfer by the Method of Ferromagnetic Resonance. Problems of Friction and Wear. Vol. 8. 44–46.
11. *Morkowski, J.* (1969). Broadening of the ferromagnetic resonance line by dislocation dipoles. Acta Phisica Polon. 36. Fasc. 4 (10). 503–516.
12. *Nazarov, A. A.* (1982). Mechanism of corrosion under the voltage of steel of type 12Х18Н10Т in solutions of chlorides. Protection of Metals. Т. 18. No. 2. 212–215.
13. *Caonen, R. F. Stark, J. R.* (1979). Masstransport along individual dislocation. J. Appl. Phys. Vol. 40. № 12. 4361–4366.
14. *On role* of hydrogen in the process of corrosive cracking of steel in chloride solutions. (1983). Protection of Metals. Т. 19. № 2. 267–270.
15. *Pogodaev, A. I., Nekoz, A. I., Ovcharenko, B. K., Mine, S. I.* (1975). Kinetic power density of shock waves as a criterion for the durability of multiphase materials in shock wear. Problems of Friction and Wear. Vol. 8. 14–18.
16. *Pogodaev, A. I., Nekoz, A. I., Slynko, A. I.* (1974). Relative wear resistance of metals in conditions of hydroabrasive wear at cavitation. Problems of Friction and Wear. Vol. 5. 95–102.
17. *Hirth, J., Lot, I.* (1972). Theory of dislocations. Per. with Eng. Moscow. Atomizdat. 600.
18. *Palamarchuk, I. P.* (2017). Mathematical modeling of the heat-mass transfer process in the conditions of steam-contact sterilization of products in a cylindrical container. Engineering Energetics, Transport AIC. № 2 (97). 64–70.

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ НАСОСІВ РИБОКОНСЕРВНИХ ЗАВОДІВ

Ю. Г. Сухенко, В. Ю. Сухенко, М. М. Муштрук, З. А. Бурова, В. В. Дудченко

Анотація. *Досліджено процес кавітаційно-ерозійного зношування деталей проточної частини насосів рибоконсервних виробництв, що перекачують агресивні розчини хлориду натрію різної концентрації. Запропоновані конструкційні матеріали для виготовлення деталей, що стикаються з цими розчинами і схильні до інтенсивного зношування.*

У рибопереробних виробництвах використовують солону морську воду під час промислу в водах Світового океану (3,5% NaCl), Чорного (1,8% NaCl), Азовського (1,3% NaCl) та інших морів. Вона перекачується насосами, робочі колеса яких виготовлені з сірого чавуна, напрацювання на відмову яких не перевищує

3000 годин. Ще в гірших умовах працюють насоси, що перекачують томатний соус, до складу якого входить кухонна сіль і оцет, роблячи цю середу надзвичайно агресивною навіть по відношенню до неіржавіючих сталей. Напрацювання на відмову цих насосів знаходиться в межах 1800-2000 годин.

Показано, що першопричиною кавітаційно-ерозійного зношування проточної частини насосів є мікроударна циклічна дія рідини і її корозійна активність. Це зумовлює втомний характер руйнування сплавів.

Для дослідження процесу кавітаційно-ерозійного зношування і вибору матеріалів для виготовлення робочих коліс насосів розроблена експериментальна установка. На ній з використанням магніто-стрикційного вібратора здійснюється механічне навантаження поверхонь робочих коліс насосів і корозійний вплив середовищ.

Методом феромагнітного резонансу показано, що навколишнє середовище змінює поверхневу енергію деталей, впливає на розрядку дислокацій в тонкому поверхневому шарі деталей. За наявності у воді хлоридів корозійна стійкість навіть нержавіючих аустенітних сталей різко зменшується внаслідок оджування і окрихчування поверхні металу.

Показано що при тривалому впливі кавітації дислокації утворюють скупчення на чолі яких виникають напруги, що перевищують міцність на хсув що призводить до руйнування поверхонь. Цей процес повторюється циклічно. Інтенсивність зміцнення і знеміцнення залежить від концентрації хлориду натрію.

Інтенсивність кавітаційно-ерозійного зношування може бути визначена з використанням структурно-енергетичний теорії, правомірність використання якої підтверджена в даній роботі. Тому її слід впровадити в практику конструювання насосів для рибопереробної промисловості.

Деталі насосів, що контактують з розчином хлориду натрію доцільно виготовляти з титанових і високохромистих сталей.

Ключові слова: ***морська вода, сольовий розчин, робочі колеса, втомне руйнування, кавітація, ерозія, окрихчування, зносостійкі матеріали***

PROVIDING THE LONG-TERM POTENTIAL OF FISHERY FACTORIES

Yu. G. Sukhenko, V. Yu. Sukhenko, M. M. Mushtruk, Z. A. Burova, V. V. Dudchenko

Abstract. *The process of cavitation and erosion wear of parts of flow part of pumps of fish canning plants, which pumps aggressive*

solutions of sodium chloride of various concentrations, is studied. Structural materials are offered for the manufacture of parts in contact with these solutions and subject to intense wear.

In fish processing industries salty sea water is used during fishing in the waters of the World Ocean (3.5% NaCl), Black (1.8% NaCl), Azov (1.3% NaCl) and other seas. It is pumped by pumps, whose impellers are made of gray chagnon, the failure time of which does not exceed 3000 hours. Even under worst conditions, pumps that pump tomato sauce, which include cooking salt and vinegar, work, making this environment extremely aggressive even in relation to stainless steel. The failure rate for these pumps is between 1800 and 2000 hours.

It is shown that the primary cause of the cavitation and erosion wear of the flow part of the pumps is the microscopic cyclic action of the liquid and its corrosion activity. This predetermines the fatigue nature of the destruction of alloys.

An experimental installation was developed to study the process of cavitation and erosion wear and the choice of materials for the manufacture of impeller wheels. On it, using a magnetic-vibrating vibrator, the mechanical loading of the surfaces of the impeller impellers and the corrosive effects of the media are carried out.

The ferromagnetic resonance method has shown that the medium changes the surface energy of the parts, which affects the discharge of dislocations in the thin surface layer of the parts. In the presence of chlorides in water, the corrosion resistance even of stainless austenitic steels sharply decreases due to the draining and embrittlement of the metal surface.

It is shown that with prolonged exposure to cavitation, dislocations form a cluster, at the head of which there are stresses exceeding the shear strength, which leads to the destruction of surfaces. This process is repeated cyclically. The intensity of hardening and hardening depend on the concentration of sodium chloride.

The intensity of cavitation and erosion wear can be determined using the structural-energy theory, the validity of which is confirmed in this paper. Therefore, it should be introduced into the practice of designing pumps for the fish processing industry.

Details of pumps, in contact with a solution of sodium chloride is advisable to be made of titanium and high-chromium steels.

Key words: ***sea water, saline solution, working wheels, fatigue failure, cavitation, erosion, embrittlement, wear-resistant materials***

УДК 631.363.636

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОМАСООБМІННИХ ПРОЦЕСІВ ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНОЇ ТЕРМООБРОБКИ ЗЕРНОВИХ МАТЕРІАЛІВ

Р. А. Калініченко, докторант
В. Д. Войтюк, доктор технічних наук
Національний університет біоресурсів і природокористування України
e-mail: vdv-tsim@ukr.net

Анотація. *Стаття присвячена актуальній темі ідентифікації тепломасообмінних процесів у зерновому матеріалі при високоінтенсивній термообробці. В статті наведений математичний опис процесу термообробки зерна на основі закону збереження енергії і рівняння нагріву матеріалу з врахуванням змінних в часі теплофізичних коефіцієнтів. Отримано аналітичний розв'язок представленої системи рівнянь, що дозволяє з достатньою точністю для інженерних розрахунків визначати кінетики нагріву і зневоднення зернових матеріалів при інфрачервоному або мікрохвильовому підведенні енергії.*

Розроблені математичні моделі на основі експериментально-аналітичної ідентифікації високоінтенсивних процесів термообробки зернових матеріалів забезпечують широкий діапазон прорахунку режимів і параметрів машин для термообробки зернових матеріалів, а також точність і адекватність емпіричних математичних моделей.

Ключові слова: ***тепло- і масообмін, термообробка, теплофізичні коефіцієнти, математична модель, зерновий матеріал***

Постановка проблеми. В системі технологічних операцій з післязбиральної обробки і переробки зерна особливе місце займає термообробка. Основні види термообробки зерна представлені на рис. 1. Термічне сушіння забезпечує довготривале збереження зібраного матеріалу [1, 2, 3], мікронізація – підвищує поживні якості фуражного зерна [4], термічна дезінсекція і дезінфекція – знезаражує зерно перед зберіганням або перед висіванням [5], термостимуляція насіння підвищує схожість і енергію проростання [6]. Відновлення хлібопекарських властивостей дефектного зерна також рекомендується здійснювати шляхом інтенсивної

© Р. А. Калініченко, В. Д. Войтюк, 2017

термообробки зернової маси для інактивації амілолітичних і протеолітичних ферментів [7].

Зерно є термолабільним матеріалом і тому більшість видів термообробки мають обмежену максимальну температуру зерна і темп нагріву. Максимально допустимі значення нагріву зерна досягаються при високоінтенсивних видах термообробки: мікронізації – швидке зростання температури зерноматеріалу обмежується можливістю підгоряння поверхні, дезінсекції і дезінфекції – важливий максимальний темп нагріву поверхні зерна до значень температури в залежності від призначення кінцевого продукту. Забезпечити високоінтенсивну термообробку зернових матеріалів найбільш доцільно використовуючи інфрачервоний (ІЧ) або мікрохвильовий (СВЧ) підвід енергії до матеріалу. Оскільки, радіаційне і мікрохвильове випромінювання дозволяє підвести до зерноматеріалу енергії в 20–100 разів більше, ніж при конвективному чи кондуктивному енергопідводі. Таке випромінювання проникає в зерноматеріал і діє безпосередньо на воду в обробляємому матеріалі, а не нагріває проміжний теплоносій і повітропроводи, все це значно скорочує непродуктивні витрати енергії від 40% до декількох разів в залежності від виду термообробки [8, 9].



Рис. 1. Основні види термообробки зерна.

Аналіз останніх досліджень. Питання теоретичних досліджень процесів високотемпературної термообробки зернових рослинних матеріалів розглянуті в роботах [10, 11, 12, 13]. Технологічні аспекти використання зернових кормових термообробробленних матеріалів в тваринництві досліджені в роботах [4, 11]. Технічні параметри установок для термообробки досліджувались у роботах [12, 13, 14]. Результати аналітичного дослідження високоінтенсивних тепло- і масообмінних процесів викладені у роботах [15, 16].

В роботі [15], на основі рівнянь енергетичного і матеріального балансів розроблені аналітичні математичні моделі, що описують процеси нагріву і зневоднення зерна при сталих теплофізичних коефіцієнтах. В роботах [16, 17] використовуються розв'язки аналітичних математичних моделей процесів тепло-масообмінну для тіл класичної форми, теплофізичні коефіцієнти також приймаються незмінними за процес. В свою чергу, характер протікання високоінтенсивного тепло- і масообміну в зерновому матеріалі при мікронізації має декілька етапів, тобто змінюється за процес [18] і це суттєво впливає на значення тепломасообмінних коефіцієнтів в розроблених аналітичних математичних моделях. Але досліджень процесу високоінтенсивного тепло- і масообміну із врахуванням змінних теплофізичних коефіцієнтів проведено недостатньо, що ускладнює визначення раціональних режимів проведення процесу в залежності від параметрів установки і характеристик зернового матеріалу.

Мета досліджень. Розробка та ідентифікація за експериментальними даними аналітичної математичної моделі тепло- і масообмінних процесів при високоінтенсивній термообробці зернових матеріалів для її використання при обґрунтуванні раціональних параметрів і режимів проведення термообробки зернового матеріалу.

Результати досліджень. Для аналізу процесів складемо математичну модель на основі енергетичного балансу і рівняння нагріву [19, 20].

$$mc\frac{d\theta}{d\tau} - mr_0\frac{dU}{d\tau} + \alpha f(\theta - t) = A\eta P; \quad (1)$$

$$\frac{d\theta}{d\tau} = k(\theta_m - \theta); \quad (2)$$

де: U – вологовміст зерна, кг/кг; θ – температура зерна, ^{0}C; t – температура оточуючого повітря, ^{0}C; m – маса зерна, кг; c – теплоємність зерна, Дж/кг·К; r0 – теплота пароутворення, Дж/кг вип.вологи; α – коефіцієнт теплообміну, Вт/м^2·К; f – площа поверхні зерна,м^2; A – коефіцієнт поглинання енергії матеріалом, η – к.к.д. опромінювача, k – коефіцієнт нагріву, с$^{-1}$.

Розв'яжемо, рівняння (2) за умови $\theta(0) = \theta_0$, отримаємо:

$$\theta(\tau) = \theta_m - (\theta_m - \theta_0)exp(-k\tau) \quad (3)$$

де: θm – максимальна температура нагріву зерна, θ0 – початкова температура зерна.

Коефіцієнт k – визначаємо за експериментальними даними у вигляді лінійної емпіричної залежності:

$$k = -0.0024 - 0.08U_0 + 0.0016E \quad (4)$$

де: U_0 – вологовміст, кг/кг; E – підведена енергетична освітленість,

кВт/м^2, що визначається із залежності:

$$E = \frac{P \cdot \eta}{F}. \quad (5)$$

де: F – опромінювана поверхня, м^2.

З рівняння (3) визначимо експозицію термообробки зерна:

$$T = -\frac{1}{k} Ln \frac{\theta_k - \theta_m}{\theta_0 - \theta_m}. \quad (6)$$

Розрахункова поверхня експозиції нагріву, за формулами (4) і (6), ($\theta_k = 170\ ^0C$) зерноматеріалу і експериментальні дані представлені на рис. 2.

Теплофізичні коефіцієнти у формулі (1) можна визначити так [20]:

c – теплоємність зерна, залежить від його вологості:

$$c = c_c(1-U) + c_v U, \quad (7)$$

де: c_c – теплоємність сухої речовини зерна, Дж/кг·К; c_v – теплоємність води, Дж/кг.

r_0 – енергія пароутворення, залежить від температури зерна:

$$r_0 = r - b\theta, \quad (8)$$

A – коефіцієнт поглинання енергії матеріалом, залежить від вологовмісту матеріалу, приймемо залежність лінійною:

$$A = A_0 - A_1 U \quad (9)$$

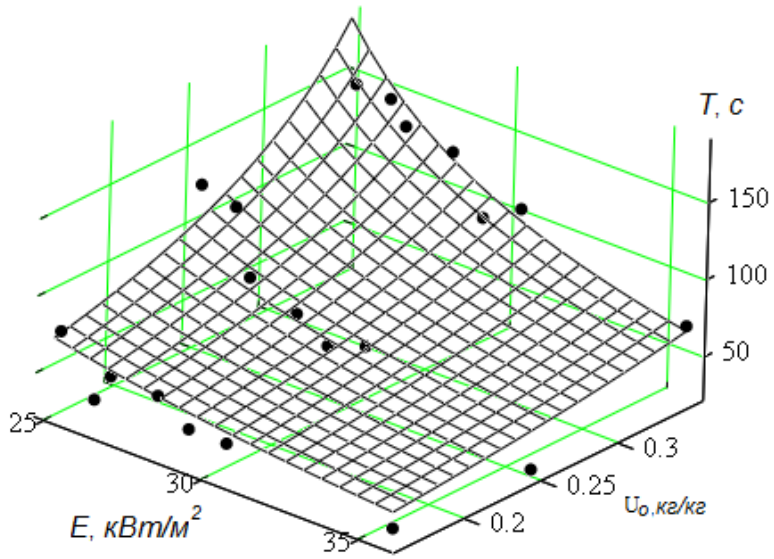


Рис. 2. Поверхня експозиції нагріву зернівки до температури $\theta_к$=170 ^{0}C розрахована за формулами (3), (4); ● – експериментальні дані; рівень множинної кореляції R=0.91.

Підставимо (3), (4), (7), (8), (9) в (1), отримаємо:

$$m(c_c(1-U)+c_v U)(k(\theta_m-\theta_0)exp(-k\tau)) - m(r-b(\theta_m-(\theta_m-\theta_0)exp(-k\tau)))\frac{dU}{d\tau} + \quad (10)$$
$$+ \alpha f(\theta_m-(\theta_m-\theta_0)exp(-k\tau)-t) = (A_0 - A_1 U)\cdot\eta\cdot P$$

Після розкриття дужок і зведення подібних доданків матимемо:

$$\left(B_1 + B_2 e^{k\tau}\right)\frac{dU}{d\tau} + \left(M_1 + M_2 e^{k\tau}\right)U = \left(D_1 + D_2 e^{k\tau}\right) \quad (11)$$

де

$$B_1 = bm(\theta_0 - \theta_m); \quad (12)$$

$$B_2 = m(b\theta_m - r); \quad (13)$$

$$M_1 = km(\theta_0 - \theta_m)(c_c - c_v); \quad (14)$$

$$M_2 = A_1 \eta P; \quad (15)$$

$$D_1 = (\theta_0 - \theta_m)(c_c km - \alpha f); \quad (16)$$

$$D_2 = A_0 \eta \frac{P}{F} + \alpha f (t - \theta_m). \quad (17)$$

Розв'язок звичайного неоднорідного диференціального рівняння першого порядку (11) за початкової умови $U(0) = U_0$ отримаємо у вигляді:

$$U(\tau) = \left(\int_0^{\tau} \left(B_1 + B2 \cdot e^{k \cdot s}\right)^{\frac{-kB_1B_2 + M_2B_1 - B_2M_1}{kB_1B_2}} \cdot \left(e^{ks}\right)^{\frac{M_1}{kB_1}} \left(D_1 + D_2 e^{ks}\right) ds + \frac{U_0}{\left(B_1 + B_2\right)^{\left(\frac{M_1}{kB_1} - \frac{M_2}{kB_2}\right)}} \right) \times \quad (18)$$

$$\times \left(B_1 + B_2 e^{k\tau}\right)^{\left(\frac{M_1}{kB_1} - \frac{M_2}{kB_2}\right)} \left(e^{k\tau}\right)^{\frac{-M_1}{kB_1}}$$

На рис. 3. представлена кінетика зміни вологовмісту зерна розрахована за представленою залежністю (18) і експериментальні дані.

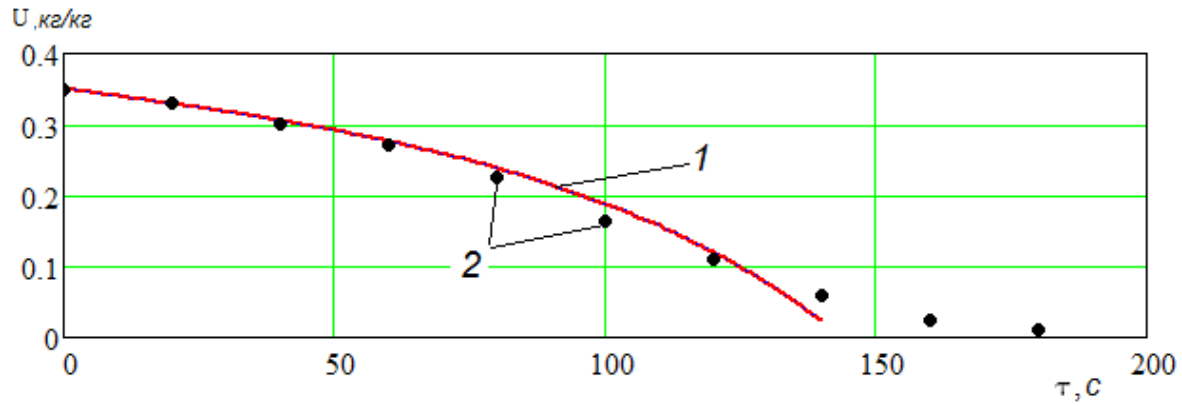


Рис. 3. Кінетика зміни вологовмісту при мікронізації зерна з енергетичною освітленістю E=25кВт/м^2: 1 – аналітична залежність за формулою (18), 2 – експериментальні точки.

Висновки

Розроблений аналітичний математичний апарат із змінними експериментально ідентифікованими коефіцієнтами дозволяє з достатньою точністю для інженерних розрахунків визначати експозицію процесів нагріву і зневоднення зерна в залежності від початкової вологості зернового матеріалу і його енергетичної освітленості.

Розроблені математичні моделі на основі експериментально-аналітичної ідентифікації високоінтенсивних процесів термообробки зернових матеріалів забезпечують широкий діапазон прорахунку режимів і параметрів машин для термообробки зернових матеріалів, а також точність і адекватність емпіричних математичних моделей.

Список літератури

1. Kotov B., Kalinichenko R., Spirin A. Mathematical modeling of heat and mass transfer process under heat treatment of grain materials in dense layer. TEKA. Lublin. 2016. Vol. 16. №4. P. 35–42.
2. *Гулавський В. Т.* Научные основы применения различных видов ВТО при переработке зерна. Зернові продукти і комбікорми. 2014. № 3. С. 27–37.
3. *Гапонюк І. О.* Вітчизняні зерносушарки:стан та перспективи. Хранение и переработка зерна. 2014. №2. С. 25–29.
4. *Мишуров Н. П.* Совершенствование инженерно-технического обеспечения молочных ферм на основе комплексной энергетической оценки: научное издание. Москва. Росинформагротех. 2011. 120 с.
5. *Герещенко Б. О., Токарчук Т. А., Анаевич О. А.* Применение инфракрасного облучения для обеззараживания зерна при хранении. Хранение и переработка зерна. 1998. №6. С. 36–37.
6. *Червинский Л. С., Романенко А. И., Калиниченко Р. А.* Влияние комбинированного оптического излучения на семена огурца. Инновации в сельском хозяйстве. 2016. №1(16). С. 93–96.
7. *Губиев Ю. К., Пунков С. П., Еркинбаева Р. К.* Термообработка зерна микроволновым полем. Известия вузов. Пищевая технология. 1995. № 1-2. С. 86–90.
8. *Котов Б. І., Калініченко Р. А., Романенко О. І.* Математичне моделювання динаміки нагрівання зернівки в змінному радіаційному потоці. Науковий вісник ТДАТУ. Мелітополь. ТДАТУ. 2015. Вип. 5. Т. 2. С. 210–218.
9. *Елькин Н. В.* Теория и практика инфракрасной обработки зерна и крупы. Хранение и переработка зерна. 2006. № 4. С. 26–30.
10. *Котов Б. І., Калініченко Р. А., Степанеко С. П., Швидя В. О., Лісецький В. О.* Моделювання технологічних процесів в типових об'єктах післязбиральної обробки і зберігання зерна (сепарація, сушіння, активне вентилювання, охолодження). Ніжин. Видавець ПП Лисенко М.М. 2017. 552 с.
11. *Кочанов Д. С.* Научное обеспечение процесса микронизации зерновых культур и разработка технологии производства комбикормов из микронизированного зерна. Автореф. дис. канд. техн. наук. Воронеж. 2014. 23 с.
12. *Филатов В. В.* Совершенствование процесса термообработки зерна при инфракрасном энергоподводе. Автореф. дис. канд. техн. наук. Москва. 2005. 32 с.
13. *Проничев С. А*. Импульсная инфракрасная сушка семенного зерна. Автореф. дис. канд. техн. наук. Москва. 2007. 22с.
14. *Лигидов В. А.* Повышение эффективности микронизатора с поперечно расположенными линейными инфракрасными излучателями при обработке зерна и круп. Автореф. дис. канд. техн. наук. Москва. 2006. 26 с.
15. *Дубровин В., Калиниченко Р., Кифяк В.* Моделирование динамики тепловых процессов при микронизации и сушении зернопродуктов в терморадиационных установках ИК-излучением. MOTROL. 2015. Vol. 17. No 3. P. 150–157.

16. *Поперечний А. М., Миронова Н. О.* Кінетика процесу сушіння плодових кісточок у віброкиплячому шарі при інфрачервоному нагріванні. Вісник харківського національного технічного університету сільського господарства. Харків. 2007. Вип. 58. С. 122–129.
17. *Лахно В. А., Ширяев Д. А.* Использование компьютерных систем для повышения эффективности информационной поддержки инфракрасной сушки зерна: монография. Луганск. Элтон-2. 2011. 165 с.
18. *Павлов С. А.* Обоснование параметров установки для обработки кормового зерна интенсивным инфракрасным излучением. Автореф. дис. канд. техн. наук. Москва. 1987. 20 с.
19. *Худоногов А. М.* Технология обработки дикорастущего и сельскохозяйственного сырья высококонцентрированным инфракрасным нагревом. Автореф. дис. док. техн. наук. Новосибирск. 1989. 46 с.
20. *Калініченко Р. А., Котов Б. І.* Ідентифікація математичної моделі процесу мікронізації зерна за даними експериментів. Механізація та електрифікація сільського господарства. 2017. №5(104). С.123–131.

References

1. *Kotov, B., Kalinichenko, R., Spirin, A.* (2016). Mathematical modeling of heat and mass transfer process under heat treatment of grain materials in the dense layer. TEKA. Lublin. Vol. 16. No. 4. 35–42.
2. *Gulevskiy, V. T.* (2014). Scientific basis for the use of different types of WTO when prerabotka grain. Grain Products and Mixed Fodders. No. 3. 27–37.
3. *Gaponyuk, I. A.* (2014). Domestic dryers:status and prospects. Storage and Processing of Grain. No. 2. 25–29.
4. *Mishurov, N. P.* (2011). Improvement engineering support dairy farms based on a comprehensive energy assessment: scientific publication. Moscow. Rosinformagrotech. 120.
5. *Gerashenko, A., Tokarchuk, T. A., Anaemic, A. A.* (1998). Application of infrared radiation for grain fumigation during storage. Storage and Processing of Grain. No 6. 36–37.
6. *Chervinsky, L. S., Romanenko, A. S., Kalinichenko, R. A.* (2016). Effect of combined optical radiation on seeds of cucumber. Innovations in Agriculture. No 1(16). 93–96.
7. *Gubiev, J. K., Erkinbaeva, G. K.* (1995). Heat treatment of grain microwave field. Izvestiya vuzov. Food Technology. No 1-2. 86–90.
8. *Kotov, B. I., Kalinichenko, R. A., Romanenko, A. I.* (2015). Mathematical modeling of dynamics of heating of the grains in an alternating flow of radiation. TDATA. Melitopol. Vol. 5. No 2. 210–218.
9. *Elkin, N. V.* (2006). Theory and practice of infrared processing of grains and cereals. Storage and Processing of Grain. No 4. 26–30.
10. *Kotov, B. I., Kalinichenko, R. A., Stepanenko, S. P., Swida, V. A., Lisiecki, A. V.* (2017). Modeling of technological processes in the model objects post-harvest processing and grain storage (separation, drying, aeration, cooling). Nizhyn. Publisher Lysenko. 552.
11. *Kochanov, D. C.* (2014). Scientific support of the process the micronized substance of grain crops and development of the technology of feed production from micronized grain. Abstract. Dis. Cand. Tech. Sciences. Voronezh. 23.
12. *Filatov, V. V.* (2005). Improving the process of heat treatment of grain with infrared energopodachi. Abstract. Dis. Cand. Tech. Sciences. Moscow. 32.
13. *Pronichev, S. A.* (2007). Pulsed infrared drying of seed grain. Abstract. Dis. Cand. Tech. Sciences. Moscow. 22.

14. *Legalov, V. A.* (2006). Improving the efficiency of micronizer with a transverse linear infrared emitters in the processing of grains and cereals. Abstract. Dis. Cand. Tech. Sciences. Moscow. 26.
15. *Dubrovin, V., Kalinichenko, R.* (2015). Modeling of dynamics of thermal processes with micronized substance and grain products heat in drying installations of infrared radiation. MOTROL. Vol. 17. No 3. 150–157.
16. *Cross, A. M., Mironova, N. A.* (2007). Kinetics of drying process of fruit seeds in vbrakes layer by infrared heating. Bulletin of Kharkov national technical University of agriculture. Kharkov. Vol. 58. 122–129.
17. *Lakhno, V. A., Shiryaev, D. A.* (2011). Use of computer systems to improve the efficiency of information support of infrared drying of grain: monograph. Lugansk. Elton-2. 165.
18. *Pavlov, S. A.* (1987). Substantiation of parameters of installations for the processing of coarse grain, intense infrared radiation. Abstract. Dis. Cand. Tech. Sciences. Moscow. 20.
19. *Hudonogov, A. M.* (1989). Technology of processing of wild and agricultural raw materials highly concentrated infrared heating. Abstract. Dis. Doc. Tech. Sciences. Novosibirsk. 46.
20. *Kalinichenko, R. A., Kotov, B. I.* (2017). Identification of the mathematical model of the process mcrose grain according to the experiments. Mechanization and Electrification of Agriculture. No 5 (104). 123–131.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОМАССООБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ТЕРМООБРАБОТКИ ЗЕРНОВЫХ МАТЕРИАЛОВ

Р. А. Калиниченко, В. Д. Войтюк

Аннотация. *Статья посвящена актуальной теме идентификации теплообменных процессов в зерновом материале при высокоинтенсивной термообработке. В статье приведено математическое описание процесса термообработки зерна на основе закона сохранения энергии и уравнения нагрева материала с учетом переменных во времени теплофизических коэффициентов. Полученное аналитическое решение представленной системы уравнений, позволяет с достаточной точностью для инженерных расчетов определять кинетики нагрева и обезвоживания зерновых материалов при инфракрасном или микроволновом способе подведения энергии.*

Разработанные математические модели на основе экспериментально-аналитической идентификации высокоинтенсивных процессов термообработки зерновых материалов обеспечивают широкий диапазон просчета режимов и параметров машин для термообработки зерновых материалов, а также высокую точность и адекватность как у эмпирических математических моделях.

Ключевые слова: ***тепло- и массообмен, термообработка, теплофизические коэффициенты, математическая модель, зерновой материал***

MATHEMATICAL MODELING OF TEPLOMASS-EXCHANGE PROCESSES OF HIGH-TEMPERATURE THERMO-PROCESSING OF GRAIN MATERIALS

R. A. Kalinichenko, V. D. Voytyuk

Abstract. *The article is devoted to the actual topic of identification of heat-exchange processes in grain material under high-intensity heat treatment. The paper gives a mathematical description of the process of heat treatment of grain based on the law of conservation of energy and the equation of material heating, taking into account the time-varying thermophysical coefficients. The obtained analytical solution of the presented system of equations allows, with sufficient accuracy for engineering calculations, to determine the kinetics of heating and dehydration of grain materials in the infrared or microwave energy supply method.*

The developed mathematical models on the basis of experimental and analytical identification of high-intensity processes of heat treatment of grain materials provide a wide range of calculation modes and parameters of machines for heat treatment of grain materials, as well as high accuracy and adequacy in empirical mathematical models.

Key words: ***heat and mass transfer, heat treatment, thermophysical coefficients, mathematical model, grain material***

УДК 531

КОНЦЕПТУАЛЬНІ ОСНОВИ ДИНАМІЧНОГО АНАЛІЗУ ФУНКЦІОНУВАННЯ МЕХАНІЗМІВ ПОВОРОТУ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ З ВАНТАЖЕМ НА ПРУЖНІЙ ПІДВІСЦІ (КАНАТІ)

Ю. В. Човнюк, І. М. Сівак, кандидати технічних наук
Національний університет біоресурсів і природокористування України
e-mail: sivakim@ukr.net

Анотація. *Запропонована математична модель для динамічного аналізу функціонування механізмів повороту вантажопідйомних кранів, які несуть на пружній підвісці (канаті) вантаж, котра базується на методах аналітичної механіки й геометрії, розроблених В. І. Арнольдом, завдяки підходу до розв'язку основних задач класичної механіки, який застосовує геометричні*

© Ю. В. Човнюк, І. М. Сівак, 2017

MATHEMATICAL MODELING OF TEPLOMASS-EXCHANGE PROCESSES OF HIGH-TEMPERATURE THERMO-PROCESSING OF GRAIN MATERIALS

R. A. Kalinichenko, V. D. Voytyuk

Abstract. *The article is devoted to the actual topic of identification of heat-exchange processes in grain material under high-intensity heat treatment. The paper gives a mathematical description of the process of heat treatment of grain based on the law of conservation of energy and the equation of material heating, taking into account the time-varying thermophysical coefficients. The obtained analytical solution of the presented system of equations allows, with sufficient accuracy for engineering calculations, to determine the kinetics of heating and dehydration of grain materials in the infrared or microwave energy supply method.*

The developed mathematical models on the basis of experimental and analytical identification of high-intensity processes of heat treatment of grain materials provide a wide range of calculation modes and parameters of machines for heat treatment of grain materials, as well as high accuracy and adequacy in empirical mathematical models.

Key words: ***heat and mass transfer, heat treatment, thermophysical coefficients, mathematical model, grain material***

УДК 531

КОНЦЕПТУАЛЬНІ ОСНОВИ ДИНАМІЧНОГО АНАЛІЗУ ФУНКЦІОНУВАННЯ МЕХАНІЗМІВ ПОВОРОТУ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ З ВАНТАЖЕМ НА ПРУЖНІЙ ПІДВІСЦІ (КАНАТІ)

Ю. В. Човнюк, І. М. Сівак, кандидати технічних наук
Національний університет біоресурсів і природокористування України
e-mail: sivakim@ukr.net

Анотація. *Запропонована математична модель для динамічного аналізу функціонування механізмів повороту вантажопідйомних кранів, які несуть на пружній підвісці (канаті) вантаж, котра базується на методах аналітичної механіки й геометрії, розроблених В. І. Арнольдом, завдяки підходу до розв'язку основних задач класичної механіки, який застосовує геометричні*

© Ю. В. Човнюк, І. М. Сівак, 2017

поняття (фазові простори й потоки, векторні поля й групи Лі). За допомогою такого математичного апарату дається розібрати всі основні питання динаміки системи, включаючи теорію руху твердого тіла та гамільтонів, формально при цьому можна легко скрізь виявити геометричну, якісну сторону явищ.

Ключові слова: ***концепція, динаміка, аналіз, функціонування, механізм повороту, вантажопідйомний кран, вантаж, канат***

Постановка проблеми. Відомо, що механіка Лагранжа описує рух механічної системи за допомогою конфігураційного простору. Конфігураційний простір механічної системи має структуру диференційованого багаторозмаїття. На диференційованому багаторозмаїтті діє група дифеоморфізмів. Основні поняття й теорем механіки Лагранжа (навіть якщо вони й формуються у термінах локальних координатах) інваріантні відносно цієї групи. (І навіть відносно більш широкої групи перетворень, які торкаються також і часу). Механічна система за Лагранжем задається багаторозмаїттям («конфігураційним простором») та функцією на його дотичному розшаруванні («функцією Лагранжа»). Кожна однопараметрична група дифеоморфізмів конфігураційного простору, яка залишає незмінною функцію Лагранжа, визначає закон збереження (тобто перший інтеграл рівнянь руху). Ньютонова потенціальна система – частинний випадок лагранжевої системи (конфігураційний простір у цьому випадку евклідів, а функція Лагранжа дорівнює різниці кінетичної й потенціальної енергії).

Лагранжева точка зору дозволяє дослідити до кінця низку важливих задач механіки, наприклад у теорії малих коливань й у динаміці твердого тіла (зокрема, при врахуванні сил інерції та сили Коріоліса, які виникають у механізмах повороту кранів з гнучким (пружним) елементом-канатом, на котрому розміщений вантаж).

Аналіз останніх досліджень. Автор [1] розвинув підхід до розв’язку основних задач класичної механіки, який застосовує геометричні поняття (фазові простори й потоки, векторні поля й групи Лі). За допомогою такого математичного апарату дається розібрати всі основні питання динаміки системи, включаючи теорію руху твердого тіла та гамільтонів формалізм при цьому можна легко скрізь виявити геометричну, якісну сторону явищ. Слід зазначити, що результати роботи [1] будуть частково використані в даному досліджені.

Мета досліджень полягає у обгрунтувані підходу автора [1] для динамічного аналізу функціонування механізмів повороту кранів з вантажем на гнучкому підвісі (канаті).

Результати досліджень. Рух у рухливій системі координат.

А. Рухливі системи координат.

Розглянемо Лагранжеву систему, котра у координатах $\vec{q}, t$ описується функцією Лангранжа $L(\vec{q}\,\dot{\vec{q}}, t)$. Корисно при цьому перейти до рухливої системи координат $\vec{Q} = Q(\vec{q}, t)$. Щоб записати рівняння руху у рухливій системі, достатньо виразити через нові координати функцію Лангранжа. Якщо траєкторія $\vec{\gamma}: \vec{q} = \vec{\varphi}(t)$, рівняння Лангранжа.

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\vec{q}}}\right) = \frac{\partial L}{\partial q}. \tag{1}$$

Записуються у локальних координатах $\vec{Q}, t(\vec{Q} = \vec{Q}(\vec{q}, t))$, у вигляді γ:

$$\vec{Q} = \vec{\emptyset}(t) \tag{2}$$

Тоді функція $\vec{\emptyset}(t)$ задовольняє рівняння Лангранжа

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\frac{\partial L'}{\partial \dot{\vec{Q}}}\right) = \frac{\partial L'}{\partial \vec{Q}'} \tag{3}$$

де: $L'(\vec{Q}\dot{\vec{Q}}, t)$=$L(\vec{q}\dot{\vec{q}}, t)$.

Б. Рухи, обертання , поступальні рухи.

Розглянемо, зокрема, важливий випадок, коли $\vec{q}$ – декартів радіус-вектор точки відносно інерціальної системи координат k (котру ми будемо називати нерухомою), а $\vec{Q}$ – декартів радіус-вектор тієї ж точки відносно рухливої системи координат K.

Нехай k, K – орієнтовані лінійні евклідові простори.

Рухом K відносно k назвемо гладко залежне від t відображення

$$D_t: K \to k, \tag{4}$$

яке зберігає метрику та орієнтацію (рис. 1).

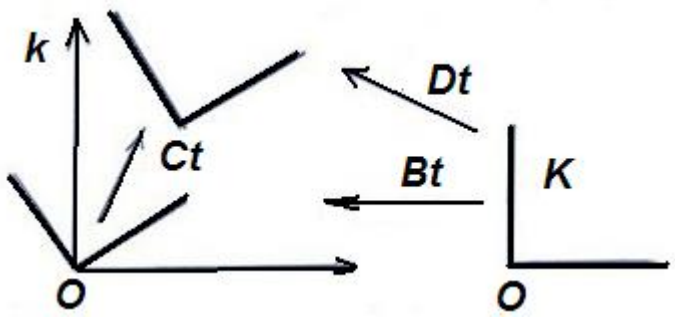


Рис. 1. Рух D_t розкладається у добуток обертання B_t й зсуву C_t.

Рух D_t назвемо обертанням, якщо він переводить початок координат K у початок координат k, тобто якщо D_t – лінійний оператор. Зазначимо, що будь-який рух D_t однозначно розкладається у добуток обертання B_t: K→k й зсуву C_t: k→k;

$$D_t = C_t \cdot B_t, \tag{5}$$

де: $C_t\,\vec{q} = \vec{q} + \vec{r}(t)$, $(\vec{q}, \vec{r} \in k)$.

Рух D_t назвемо поступальним, якщо відповідне йому відображення B_t : K→k від t не залежить:

$$B_t = B_o = B,\ D_t\vec{Q} = B\vec{Q} + \vec{r}(t). \quad (6)$$

Будемо у подальшому називати k нерухомою системою координат, К-рухомою, $\vec{q}(t)$ є k – радіус-вектором рухомої точки відносно нерухомої системи; Q(t) – радіус-вектором точки відносно рухомої системи(рис 2), якщо:

$$\vec{q}(t) = D_t \cdot \vec{Q}(t) = B_t \cdot \vec{Q}(t) + \vec{r}(t). \quad (7)$$

Слід зазначити, що вектор $B_t\,\vec{Q}(t)$ є k і його не слід плутати з $\vec{Q}(t)$ є К – вони лежать у різних просторах.

В. Складання швидкостей.

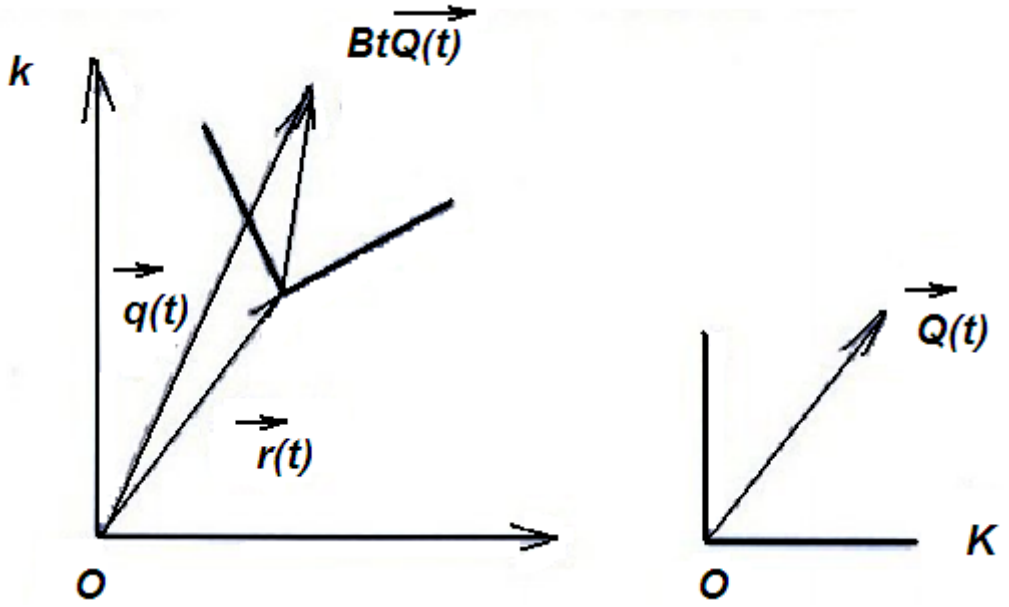


Рис. 2. Радіус-вектора точки відносно нерухомої ($\vec{q}$) й рухомої ($\vec{Q}$) систем координат.

Виражаємо тепер «абсолютну швидкість» $\dot{\vec{q}}$ через відносний рух $(\vec{Q})(t)$ й рухомої системи координат D_t. З (7) знаходимо, диференціюючи по t, формулу складання швидкостей:

$$\dot{\vec{q}} = \dot{B} \cdot \vec{Q} + B \cdot \dot{\vec{Q}} + \dot{\vec{r}}. \quad (8)$$

Щоб з'ясувати зміст трьох складових, які входять у (8), розглянемо спочатку частинні випадки.

Випадок суто поступального руху ($\dot{B} = O$). У цьому випадку рівняння (8) дає:

$$\dot{\vec{q}} = B \cdot \dot{\vec{Q}} + \dot{\vec{r}}. \quad (9)$$

Інакше кажучи, якщо рухома система К рухається відносно k поступально,тоді абсолютна швидкість й швидкість руху системи К:

$$\vec{U} = \vec{U}' + \vec{U}_0, \quad (10)$$

де: $\vec{U} = \dot{\vec{q}} \in k$ – абсолютна швидкість $\vec{U}' = B \cdot \dot{\vec{Q}} \in k$ – відносна швидкість (не плутати з $\dot{\vec{Q}} \in K$!), $\vec{U}' = \dot{\vec{r}} \in k$ – швидкість руху рухомої системи координат.

Г. Кутова швидкість.

У випадку обертання системи К зв'язок між відносною та абсолютною швидкостями не є настільки простим. Розглянемо спочатку випадок, коли точка знаходиться у стані спокою відносно К (тобто $\dot{\vec{Q}}$ =0), а система координат К обертається (тобто $\dot{\vec{r}}$ =0). У цьому випадку рух точки $\vec{q}(t)$ є переносним обертанням.

Розглянемо, наприклад, обертання з постійною кутовою швидкістю $\vec{\omega} \in k$. Нехай U(t): k→k – поворот простору k навколо вісі $\vec{\omega}$ на кут $|\vec{\omega}| \cdot t$. тоді:

$$B(t) = U(t) \cdot B(0), \qquad (11)$$

Назвемо рівномірним обертанням К з кутовою швидкістю $\vec{\omega}$.

Очевидно, у цьому випадку швидкість переносного руху точки $\vec{q}$ дається формулою (рис. 3):

$$\dot{\vec{q}} = [\vec{\omega}, \vec{q}], \qquad (12)$$

де: $[\vec{a}, \vec{b}]$ символізує векторний добуток векторів $\vec{a}$ та $\vec{b}$.

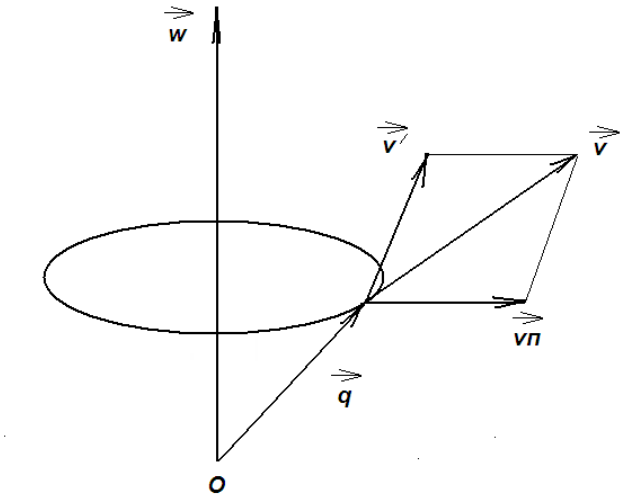


Рис. 3. Складання швидкостей.

Повернемось тепер до загального випадку обертання:

$$K(\vec{r} = 0, \dot{\vec{Q}} = 0).$$

Слід зазначити, що у кожний момент часу t існує вектор $\vec{\omega}(t) \in k$, через котрий переносна швидкість виражається за формулою:

$$\dot{\vec{q}} = [\vec{\omega}, \vec{q}], \ \vec{q} \in k, \qquad (13)$$

Вектор назвемо миттєвою кутовою швидкістю, очевидно, що він визначений рівністю (13) однозначно.

Нехай тверде тіло К обертається навколо нерухомої точки О простору k тоді у кожний момент часу існує миттєва вісь обертання – така пряма у тілі, що проходить через точку О так, що швидкості її точок у даний момент дорівнюють нулю. Швидкості інших точок перпендикулярні до цієї прямої й пропорціональні відстані до неї.

Миттєва вісь обертання у просторі k задається своїм вектором $\vec{\omega}$; у К відповідний вектор позначається через –:

$$\vec{\Omega} = B^{-1} * \vec{\omega} \in K, \tag{14}$$

Вектор $\vec{\Omega}$ будемо називати вектором кутової швидкості у тілі.

Згідно (8) маємо:

$$\dot{\vec{q}} = \dot{B} \cdot \vec{Q}. \tag{15}$$

Тому, якщо записати $\vec{Q}$ через $\vec{q}$, тоді можна отримати:

$$\dot{\vec{q}} = \dot{B} \cdot B^{-1} \cdot \vec{q} = A\,\vec{q}, \tag{16}$$

де: $A = \dot{B}B^{-1}$: k $\rightarrow$k – лінійний оператор з k у k. Слід зазначити, що оператор А – кососиметричний, тобто: $A' + A = 0$.

Усякий кососиметричний оператор А у тривимірному орієнтованому еквівалентному просторі є оператором векторного множення на фіксований вектор:

$$A \cdot \vec{q} = [\vec{\omega}, \vec{q}] \text{ для всіх } \vec{q} \in \vec{R}^3. \tag{17}$$

Оскільки $\dot{\vec{q}} = A \cdot \vec{q}$, тоді можна записати:

$$\dot{\vec{q}} = A\,\vec{q} = [\vec{\omega}, \vec{q}], \tag{18}$$

У декартових координатах оператор А задається кососиметричною матрицею; позначимо її елементи через $\pm\omega_{1,2.3}$:

$$A = \begin{matrix} 0 & -\omega 3 & \omega 2 \\ \omega 3 & 0 & -\omega 1 \\ -\omega 2 & \omega 1 & 0 \end{matrix} \tag{19}$$

При такому позначенні елементів вектор $\vec{\omega} = \omega_1\vec{I}_1 + \omega_2\vec{I}_2 + \omega_3\vec{I}_3$ де ($\vec{I}_1$, $\vec{I}_2$, $\vec{I}_3$) – орти вподовж осей координат у k, буде власним із власним значенням О. Застосовуючи А до вектору $\vec{q} = q_1\vec{I}_1 + q_2\vec{I}_2 + q_3\vec{I}_3$ матимемо безпосередньо:

$$A\,\vec{q} = [\vec{\omega}, \vec{q}], \tag{20}$$

Д. Переносна швидкість.

Випадок суто обертального руху.

Нехай тепер система К обертається ($\vec{r}$=0), а точка у системі К рухається ($\dot{\vec{Q}} \neq 0$). З (8) знаходимо (рис. 3):

$$\dot{\vec{q}} = \dot{B}\vec{Q} + B\dot{\vec{Q}} = [\vec{\omega}, \vec{q}] + \vec{U'}. \tag{21}$$

Отже, якщо рухома система К обертається відносно точки О є k, тоді абсолютна швидкість дорівнює сумі відносної та переносної швидкостей обертання:

$$\vec{U} = \vec{U}' + \vec{U}_п, \tag{22}$$

де: $\vec{U} = \vec{q}$ є k абсолютна швидкість, $\vec{U}'$= B$\dot{\vec{Q}}$є k – відносна швидкість, $\vec{U}_п$=$\dot{B}\vec{Q} = [\vec{\omega}, \vec{q}]$ є k – переносна швидкість обертання.

Насамкінець загальний випадок можна звести до двох попередніх, розглядаючи допоміжну рухому систему $К_1$, яка рухається поступально відносно k й відносно котрої К рухається обертаючись навколо точки О є $К_1$. Можна також й з формули (8) побачити, що:

$$\vec{U}=\vec{U}'+\vec{U}_п+\vec{U}_0, \tag{23}$$

де $\vec{U} = \dot{\vec{q}}$ є k абсолютна швидкість, $\vec{U}$ = B $\dot{\vec{Q}}$ є k – відносна швидкість $\vec{U}=\dot{B}\vec{Q}[\vec{\omega}, \vec{q} - \vec{r}]$, є k – переносна швидкість обертання, $\vec{U}_0 \dot{\vec{r}}$ є k – швидкість руху рухомої системи координат.

2. Сили інерції. Сила Коріоліса.

Рівняння руху у неінерціальній системі координат відрізняється від рівнянь руху у інерціальній системі додатковими складовими, котрі зазвичай називають силами інерції.

А. Система координат, що рухається поступально.

У системі координат К, яка рухається поступально відносно інерціальної k, рух механічних систем відбувається таким чином, якби система координат була інерціальною, але на кожну точку маси m діяла б додаткова « сила інерції»:

$$\vec{F} = -m\ddot{\vec{r}}\,. \tag{24}$$

де: -$\ddot{\vec{r}}$ – прискорення системи К.

Б. Система координат, яка обертається.

Нехай B_t : К →k – обертання системи координат К відносно нерухомої системи координат k. Будемо позначати через $\vec{Q}$(t) є k радіус-вектор рухомої точки у рухомій системі координат, а через $\vec{q}$(t) = B_t $\vec{Q}$ (t) є k – у нерухомій. Вектор кутової швидкості обертання у рухомій системі координат позначимо через $\vec{\Omega}$ (як це було позначено вище).

Припустимо, що у системі координат k рух точки $\vec{q}$ підкоряється рівнянню Ньютона:

$$m\ddot{\vec{q}} = f(\vec{q}, \dot{\vec{q}}). \tag{25}$$

Можна показати, що у системі координат, яка обертається, рух відбувається таким чином, якби на кожну рухому точку $\vec{Q}$ маси m діяли б три додаткові сили «сили інерції» 1) сила інерції обертання – m $\left[\dot{\Omega}, \dot{\vec{Q}}\right]$ 2) сила Коріоліса – 2 m $\left[\vec{\Omega}, \dot{\vec{Q}}\right]$; 3) відцентрова сила – m $\left[\vec{\Omega}, \left[\vec{\Omega}, \dot{\vec{Q}}\right]\right]$.

Отже, $m\ddot{\vec{Q}} = \vec{F} - m\left[\dot{\vec{\Omega}}, \vec{Q}\right] - 2m; \left[\vec{\Omega}, \dot{\vec{Q}}\right]$;-m $\left[\vec{\Omega}, \left[\vec{\Omega}, \vec{\Omega}\right]\right]$. (26)

де: В $\vec{\mathrm{F}}\left(\vec{Q},\dot{\vec{Q}}\right) = f(B\vec{Q},\left(B\dot{\vec{Q}}\right))$.

Перша з трьох вказаних вище сил інерції існує лише у випадку нерівномірного обертання; друга й третя присутні й при рівномірному обертанні.

Відцентрова сила (рис. 4) спрямована завжди від миттєвої вісі обертання $\overrightarrow{\Omega}$, і дорівнює по величині $\left[\overrightarrow{\Omega}\right]^2$·r, де r – відстань від цієї вісі до тіла . Ця сила незалежна від швидкості відносного руху й діє навіть на тіла, які знаходяться у стані спокою у системі К.

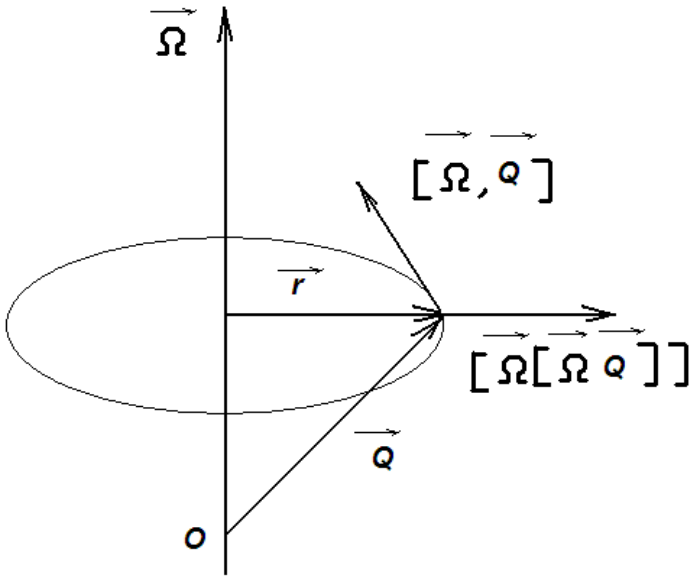


Рис. 4. Відцентрова сила інерції.

Сила Коріоліса залежить від швидкості Q ⃗.

3. Математична модель функціонування механізму повороту крана з вантажем на гнучкому (пружному) підвісі (канаті).

Розглянемо модель руху механізму повороту крана з вантажем на канаті, як малі коливання математичного маятника із врахуванням сили Коріоліса та відцентрової сили інерції.

Нехай вісі $\vec{e}_x$, $\vec{e}_y$, $\vec{e}_z$ системи координат, зв'язаної з основною віссю механізму обертання вантажопідйомного крана спрямовані $\vec{e}_z$ - $\vec{e}_x$, $\vec{e}_y$ у горизонтальній площині (рис. 5). У наближенні таких коливань $\dot{z}$ = 0 (у порівнянні з $\dot{x}, \dot{y}$), тому горизонтальні складові сили Коріолісу будуть:

$$\vec{F}_{\text{Коріол.гориз.}} = 2m.\dot{y} * \Omega_z \vec{e}_x - 2m\dot{x} * \Omega_z \vec{e}_y, \qquad (27)$$

де: m – маса вантажу $\Omega_z = \left[\overrightarrow{\Omega}\right] * \sin \lambda_0$, де λ_0 – широта.

Розглядаємо спочатку випадок, коли $\dot{\vec{\Omega}}$,=0 тобто відбувається рівномірне обертання вантажу на канаті навколо вісі $\vec{\Omega}$ з кутовою швидкістю ω.

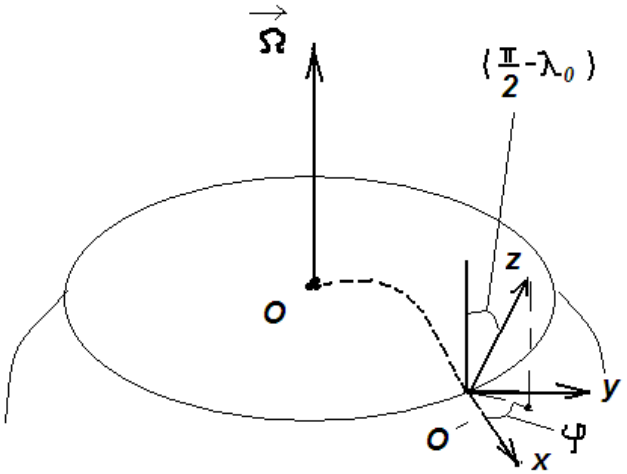


Рис. 5. Система координат для дослідження руху каната з вантажем.

Рівняння руху, у яких відцентрова сила врахована у $\vec{q}$, мають вид:

$$\begin{cases} m\ddot{x} = m\omega^2 x + 2\dot{y}\Omega\mathrm{zm} + \mathrm{mg} * \cos\lambda 0 * \cos\varphi \\ m\ddot{x} = m\omega^2 x + 2\dot{x}\Omega\mathrm{zm} + \mathrm{mg} * \cos\lambda 0 * \sin\varphi \end{cases}. \quad (28)$$

Зважатимемо кут φ у площині хо'у постійною величиною. Тоді можна подати x та y у вигляді:

$$X=x^*+\tilde{x}; \quad y=y^*+\tilde{y}; \quad (29)$$

де: $\tilde{x}$ та $\tilde{y}$, за нульових початкових умов: $\tilde{x}/_{t=0}$ =0; $\dot{\tilde{x}}/_{t=0}$ =0; $\tilde{y}/_{t=0}$ =0; $\dot{\tilde{y}}/_{t=0}$ =0; приймають вид:

$$\tilde{x}=y\cos\lambda_0 * \cos\varphi * \frac{t^2}{2}\ ; \ \tilde{x}=y\cos\lambda_0 * \cos\varphi * \frac{t^2}{2}, \quad (30)$$

де: t – поточний час.

Тоді для x^* та y^* Маємо наступні рівняння:

$$\begin{cases} \ddot{x}^* = -\omega^2 * x^* + 2\dot{y}^*\Omega\mathrm{z} \\ \ddot{y}^* = -\omega^2 * y^* + 2\dot{x}^*\Omega\mathrm{z} \end{cases}.$$

Якщо покласти x^*+i * y^*=w , де i^2=-1 , тоді $\dot{w}$ =$\dot{x}^*$+i *$\dot{y}^*$, $\ddot{w} = x^* + \ddot{i} * \ddot{y}^*$, й два рівняння у [31] то:

$$\ddot{w}+i2\Omega_{z^*}\dot{w} + \omega^2 * w = 0. \quad (32)$$

Розв'язуємо (32) наступним чином. Шукаємо $W_{(t)}$ у формі W(t)=ext(λ *t), де λ – характеристичне число (32). Характеристичне рівняння для (32) набуває вигляду:

$$\lambda^2 + 2i * \Omega_z * \lambda + \omega^2 = 0, \quad (33)$$

а його корені визначаються зі співвідношень:

$$\lambda_{1,2} = -i\,\Omega_z \pm i\sqrt{\Omega\mathrm{z}^2 + \omega^2}. \quad (34)$$

Оскільки $\Omega z^2 << \omega^2$, тоді можна вирази $\lambda_{1,2}$ спростити:

$$\sqrt{\Omega\mathrm{z}^2 + \omega^2} = \omega + O(\Omega\mathrm{z}^2) <=> \lambda \approx -i*\Omega_z \pm i*\omega, \quad (35)$$

або, з тією ж точністю,

$$W(t)= \mathrm{ext}(-i\,\Omega_z * t) * (C_1 e^{iwt} + C_2 e^{-iwt}). \quad (36)$$

При Ω_z=0 утворюються звичайні гармонічні коливання сферичного маятника. Ми бачимо, що вплив сили Коріоліса на W(t) призводить до обертання усієї картини руху з кутовою швидкістю, – Ω_z, де:

$$|\Omega z| = \left|\vec{\Omega}\right| * sin\lambda_0.$$

Зокрема, якщо початкові умови відповідають плоскому руху ($y^*|_{t=0}$= $\dot{y^*}|_{t=0}$=0), тоді площина качань буде повертатись з кутовою швидкістю – Ω_z відносно системи координат механізму повороту крана з вантажем на гнучкому підвісі (канаті) (рис. 6). По суті, ці коливання аналогічні тим, що виникають у маятнику Фуко.

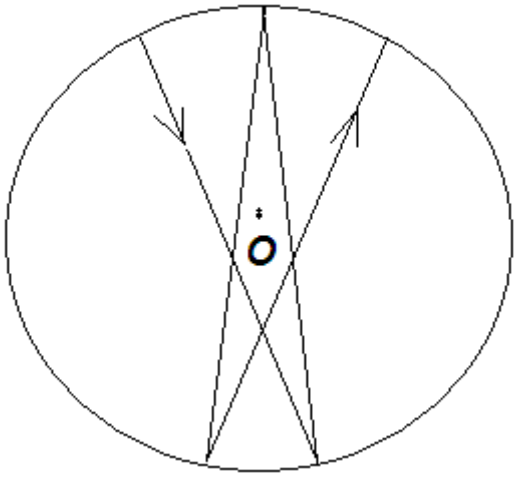


Рис. 6. Траєкторія маятника Фуко.

Остаточний розв'язок рівняння (36) треба скласти з розв'язками (30), тоді матимемо:

$$\begin{cases} x(t) = q * cos\lambda_0 * cos\varphi * \frac{t^2}{2} + Re\{w(t)\} \\ y(t) = q * cos\lambda_0 * sin\varphi * \frac{t^2}{2} + Im\{w(t)\} \end{cases}. \quad (37)$$

Б. Розглянемо випадок, коли $\vec{\Omega} \neq 0$, тобто обертання вантажу на канаті навколо вісі $\vec{\Omega}$ з кутовою швидкістю змінною у часі $\omega(t)$. Тоді замість рівнянь системи [28] матимемо:

$$\begin{cases} m\ddot{x} = -m * \omega(t)^2 * x + 2\dot{y}\Omega z * m + mg * cos\lambda_0 * cos\varphi + m * \dot{\Omega}_z * y; \\ m\ddot{y} = -m * \omega(t)^2 * y + 2\dot{x}\Omega z * m + mg * cos\lambda_0 * cos\varphi + m * \dot{\Omega}_{\dot{z}} * x. \end{cases}, \quad (38)$$

Слід зазначити, що при цьому $\Omega z = \Omega z(t)$.

Систему рівнянь (38) слід розв'язувати чисельно на ПЕОМ різних законів $\omega(t)$, $\Omega z(t)$.

Якщо використати підхід [1] і ввести поняття дії I для математичного маятника, довжина котрого повільно збільшується в двічі.

$$l=l_0*(1+E*t),\ 0 \leq t \leq 1/E, \quad (39)$$

тоді можна з'ясувати як при цьому змінюється амплітудний кут відхилення q_{max} від вертикалі (вантажу на канаті). Величина дії I, звісно [1], визначається з виразу:

$$I=\frac{1}{2} l^{3/2} * q^{1/2} * q_{max}^2, \quad (40)$$

де: l – довжина канату, g – прискорення вільного падіння. Виходячи з [39] й [40] маємо:

$$q_{max}(t)= q_{max}(0)*\left\{\frac{l(0)}{l(t)}\right\}^{3/4} = q_{max}(0)* \left\{\frac{l_0}{l_0(1+Et)}\right\}^{3/4} = q_{max}(0)* (1+Et)^{-3/4}, \quad (41)$$

де: $q_{max}(0)$ – максимальне значення кута відхилення у момент часу t=0 . Якщо t=1/E з (41) маємо:

$$q_{max}(t)/_{t=\frac{1}{3}}= q_{max}(0)*2^{-3/4}=\frac{q\max(0)}{\sqrt[4]{8}}=\frac{q\max(0)}{\sqrt[4]{\frac{16}{2}}} = \frac{q\max(0)*\sqrt[4]{2}}{\sqrt[4]{16}}=\frac{q\max(0)}{2}*\sqrt[4]{2}.$$

Оскільки $\sqrt[4]{2}/2< 1$, це означає, що при збільшені довжини l(t) вдвічі при t=1/E $q_{max}^{(t)}/_{t=1/E}$ зменшується по відношенню до $q_{max}(0)$ у $2^{3/4}$ рази.

Висновки

1. Обґрунтована концепція динамічного аналізу функціонування механізмів повороту вантажопідйомних кранів з вантажем на пружній підвісці (канаті), яка заснована на методах аналітичної механіки й розроблених В. І. Арнольдом у [1]. При цьому використання поняття конфігураційного простору досліджувальної механічної системи.

2. Динамічний аналіз механізму повороту крана з вантажем на пружній підвісці (канаті) проведений із врахуванням основних сил, діючих на вантаж: відцентрової (сили ваги вантажу); сили Коріоліса; зовнішніх сил збурення системи.

3. Отримана математична модель (система диференціальних рівнянь), яка адекватно описує розглянувану механічну систему у рамках її пуску (у т.з. перехідних процесах), а вимагає чисельного розв'язку на ПЕОМ, котрий буде здійснений у майбутньому.

4. Результати даного дослідження можуть бути використані у подальшому для уточнення й вдосконалена існуючих інженерних методів розрахунків й динамічного аналізу функціонування механізмів повороту вантажопідйомних крані з вантажем на пружній підвісці (канаті) як на стадіях їх проектування констризованна, такі у рамках реальної експлуатації.

Список літератури

1. Арнольд В. И. Математические методы классической механики. Москва. Наука. 1979. 432 с.

References

1. Arnold V. I. (1979). Mathematical methods of classical mechanics. Moscow. Nauka. 432.

КОНЦЕПТУАЛЬНЫЕ ОСНОВЫ ДИНАМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ МЕХАНИЗМОВ ПОВОРОТА ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ КРАНОВ С ГРУЗОМ НА УПРУГОЙ ПОДВЕСКЕ (КАНАТЕ)

Ю. В. Човнюк, И. М. Сивак

Аннотация. *Предложена математическая модель для динамическою анализа функционирования механизмов поворота грузоподъемных кранов, которые несут на упругой подвеске (канате) груз, которая базируется на методах аналитической механики и геометрии разработанных В. И. Арнольдом, благодаря подходу к решению основных задач классической механики, который применяет геометрические понятия (фазовые просторы и потоки, векторные поля и группы Ли). С помощью такого математического аппарата удаётся разобрать все основные вопросы динамики системы, включая теорию движения твёрдого тела и гамильтонов, формально при этом можно везде легко выяснить геометрическую, качественную сторону явлений.*

Ключевые слова: ***концепция, динамика, анализ, функционирования, механизм поворота, грузоподъемный кран, груз, канат***

CONCEPTUAL BASIS OF DYNAMIC ANALYSIS OF FUNCTIONING MECHANISMS OF ROTATION OF CRANES WITH LOAD ON ELASTIC SUSPENSION (ROPE)

Yu. V. Chovnyuk, I. M. Sivak

Abstract. *A mathematical model is proposed for the dynamic analysis of the functioning of the mechanisms of turning cranes, which carry a load on the elastic suspension (rope), which is based on the methods of analytical mechanics and geometry developed by V. I. Arnold, thanks to his approach to solving the fundamental problems of classical mechanics, which uses geometric concepts (phase spaces and flows, vector fields and Lie groups). With the help of such a mathematical apparatus it is possible to disassemble all the main questions of the dynamics of the system, including the theory of motion of a rigid body and Hamiltonian forms; it is formally possible everywhere to easily find out the geometric, qualitative aspect of phenomena.*

Key words: concept, dynamics, analysis, functioning, turning mechanism, lifting crane, cargo, rope

УДК 621.87

МІНІМІЗАЦІЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ В МЕХАНІЗМІ ПІДЙОМУ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН ІІ

В. С. Ловейкін, доктор технічних наук
Ю. В. Човнюк, кандидат технічних наук
І. О. Кадикало, аспірант*
Національний університет біоресурсів і природокористування України
e-mail: lovvs@ukr.net

Анотація. *В межах двомасової моделі розглянутий підйом вантажу «з підхватом» і вплив такого варіанту підйому на величину динамічних навантажень у пружних елементах (канатах) вантажопідйомних машин/кранів. Задля зменшення вказаних навантажень (зокрема, коефіцієнту динамічності) запропонований вибір необхідних режимів руху приводних механізмів на ділянках перехідних процесів. На прикладі механізму підйому вантажу (двомасова модель) проведена динамічна оптимізація (мінімізація) навантажень, які виникають у вантажних канатах вантажопідйомних машин.*

Детально розглянуті всі три етапи підйому вантажу «з підхватом»: а) вибирання слабини каната; б) зусилля у канаті зростає від нуля до сили ваги вантажу; в) підйом вантажу «з ваги» за повного натягу каната. Встановлені закони зміни зусилля натягу канату на другому етапі підйому вантажу, за яких мінімізуються можливі, виникаючі при цьому, коливання. Разом з тим, особливістю динаміки розглядуваної системи на першому етапі підйому вантажу є виникнення у ній власних коливань за двома різними формами. Встановлені власні частоти та амплітуди вказаних форм коливань.

На третьому етапі підйому вантажу враховані чотири можливих режими руху приводного механізму на ділянці його пуску, які мінімізують певні характеристики цього приводу. Для кожного з вказаних режимів руху привода знайдені оптимальні режими руху вантажу, які мінімізують виникаючі динамічні навантаження у пружних зв'язках (канатах) вантажопідйомного механізму крана. При цьому використані методи, підходи та математичний апарат класичного варіаційного числення.

Отримані результати можуть бути у подальшому використані для уточнення й вдосконалення існуючих інженерних

***Науковий керівник – доктор технічних наук В. С. Ловейкін**

© В. С. Ловейкін, Ю. В. Човнюк, І. О. Кадикало, 2017

методів розрахунку подібних систем як на стадіях їх проектування/конструювання, так і у режимах реальної експлуатації.

Ключові слова: ***динамічна оптимізація, мінімізація, навантаження, пружні елементи, вантажопідйомні машини, умови підйому, жорсткість канату, підйом «з підхватом»***

Постановка проблеми. Відомо, що продуктивність і надійність вантажопідйомних машин, а також точність виконання ними, зокрема, розвантажувальних, навантажувальних, транспортних і монтажних операцій суттєвим чином залежать від динамічних навантажень у пружних елементах гнучких робочих органів, приводу й металоконструкцій. Перш за все, величини цих навантажень залежать від ділянки руху вантажопідйомної машини або її механізму. Найбільші динамічні навантаження виникають на ділянках перехідних процесів (пуск, гальмування, реверсування руху).

Аналіз останніх досліджень. Проблемам динамічної оптимізації (мінімізації) навантажень в пружних елементах (канатах) вантажопідйомних машин/кранів для різних умов підйому вантажу («з ваги», «з підхватом») і для різних жорсткостей канату (абсолютно жорсткий, пружний) в межах одно – та двомасових моделей присвячені чисельні публікації [1–17]. Зокрема, у вказаних публікаціях встановлено, що під час гальмування у процесі спуску вантажу коефіцієнт динамічності ($K_д$) в пружних елементах кранових механізмів досягає величини 2,5 й більше.

Як показують дослідження різних авторів [13–17], динамічні навантаження, визначені в пружному елементі за допомогою двомасової моделі, всього на 5–10% відрізняються від дійсних динамічних навантажень. Оскільки у цих роботах виявляється вплив різних режимів руху на величину динамічних навантажень, а не визначаються самі навантаження, то використання двомасової моделі є виправданим. Якщо ж виникне потреба визначення більш точного впливу режиму руху на динамічні навантаження в пружному елементі кранового механізму або конструкції, то можуть бути використані моделі з більшою кількістю мас. Так, наприклад, тримасова динамічна модель дає точність визначення динамічних навантажень у межах 2…3% [13]. Однак моделі з меншою кількістю масс дають можливість значно спростити математичні викладки і отримати розв’язки в аналітичній формі.

У роботах [15, 16] зазначено, що одним із шляхів зменшення динамічних навантажень у пружних елементах вантажопідйомних машин є вибір необхідних режимів руху приводних механізмів на

ділянках перехідних процесів. Вплив різних режимів руху у вказаних вище роботах на динамічні навантаження у пружних елементах вантажопідйомних машин/кранів зазвичай розглядається на прикладі механізму підйому вантажу у межах двомасової моделі без врахування затухання коливань, оскільки в кранових механізмах і конструкціях воно здійснюється протягом значного проміжку часу [13].

Автори [12, 17] розглядають кілька еквівалентних схем для розрахунку параметрів руху й натягу у канатах підйомного механізму при підйомі вантажу «з підхватом» (використовується модель пружного канату). Проте, автори вказаних робіт не мінімізують динамічні навантаження у канатах вантажопідйомного механізму, а лише визначають власне вказані навантаження.

На думку авторів даного дослідження, динамічна оптимізація (мінімізація) навантажень в пружних елементах вантажопідйомних машин повинна проводитись для певних режимів руху приводних механізмів на ділянках перехідних процесів, як це зроблено в [15, 16], й водночас враховувати конкретні схеми канатного механізму підйому вантажу «з підхватом» і його жорсткість (модель пружного канату) разом із жорсткістю крану за методами, розвиненими у [12, 17]. Саме такий підхід й реалізований у даній роботі.

Мета досліджень полягає в обґрунтуванні оптимального режиму руху механізму підйому вантажу краном (на всіх етапах цього підйому), за якою враховані режими руху приводних механізмів на ділянках перехідних процесів,особливості схеми функціонування канатного механізму підйому вантажу «з підхватом» та власне пружностісамого канату йметалоконструкцій крану, який (режим руху) мінімізує вказані динамічні навантаження. Для досягнення мети роботи використані підходи робіт [11, 12, 15–17], методи математичного моделювання та класичного варіаційного числення.

Результати досліджень. Використовуючи підходи робіт [11,12,16], розглянемо наступну схему динамічного навантаження вантажного пристрою при підйомі вантажу «з підхватом» (рис. 1).

При цьому система розглядається як двомасова з двома пружними зв’язками і, відповідно, як така, що має два степені вільності руху із відповідним накладанням коливань по кожній з частот. На рис. 1. введені наступні позначення: $m_к$ – маса металоконструкції крану, $m_{пр}$– маса приводу (маса ротора двигуна й приведених до нього мас елементів підйому), $m_в$ – маса вантажу, $C_к$ – жорсткість металоконструкції крану, $C_в$ – жорсткість підйомних канатів й приведена до них жорсткість елементів приводу.

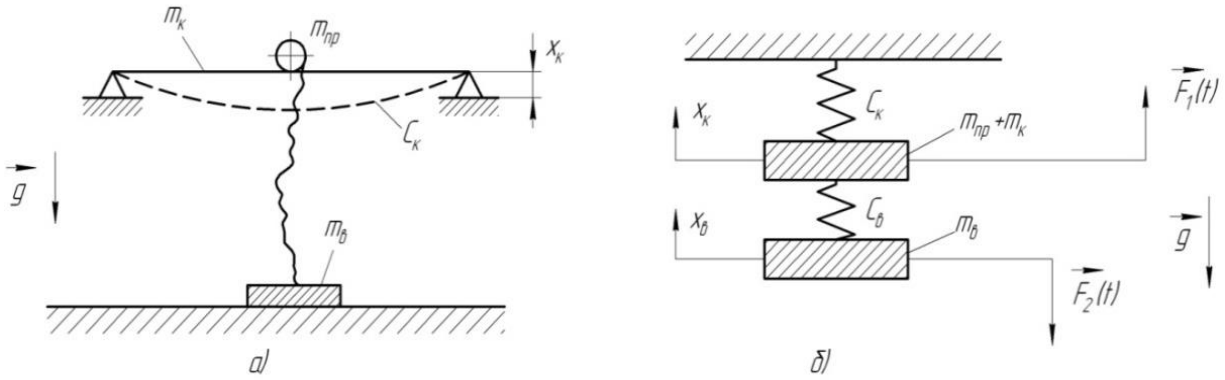


Рис. 1. Схема динамічного навантаження вантажного пристрою при підйомі вантажу «з підхватом»: а – на мостовому крані; б – розрахункова схема двомасової системи.

Рівняння, які описують рух вказаної на рис. 1 системи, мають наступний вид:

$$\begin{cases} \left(m_к + m_{пр}\right)\cdot \ddot{x}_к + \left(C_к + C_в\right)\cdot x_к - C_в \cdot x_в = F_1(t); \\ m_в \cdot \ddot{x}_в - C_в \cdot x_к + C_в \cdot x_в = -F_2(t). \end{cases} \quad (1)$$

Введемо позначення: $\left(m_к + m_{пр}\right) = m_1$; $m_в = m_2$; $C_к = C_1$; $C_в = C_2$; $x_к = x_1$; $x_в = x_2$; тоді (1) можна подати наступним чином:

$$\begin{cases} m_1 \cdot \ddot{x}_1 + \left(C_1 + C_2\right)\cdot x_1 - C_2 \cdot x_2 = F_1(t); \\ m_2 \cdot \ddot{x}_2 - C_2 \cdot x_1 + C_2 \cdot x_2 = -F_2(t). \end{cases} \quad (2)$$

На першому етапі, після вмикання двигуна, відбувається вибирання слабини каната. При цьому $F_1(t) = F_2(t) = 0.$ На другому етапі – пружна деформація всіх елементів конструкції. Другий етап триває до тих пір, поки зусилля на вантажозахоплюючі пристрої, зростаючи від нуля, не стає рівним $Q_в = m_в \cdot g.$ Лише після цього, на третьому етапі, починається власне підйом вантажу.

Розглянемо всі три етапи підйому вантажу з «з підхватом» більш детально.

І етап. Вибирання слабини каната.

Система рівнянь (2) набуває вигляду:

$$\begin{cases} m_1 \cdot \ddot{x}_1 + \left(C_1 + C_2\right)\cdot x_1 - C_2 \cdot x_2 = 0; \\ m_2 \cdot \ddot{x}_2 - C_2 \cdot x_1 + C_2 \cdot x_2 = 0. \end{cases} \quad (3)$$

По суті, на цьому етапі слід розглянути вільні коливання, які виникають у системі. Для цього скористаємось підходом роботи [11].

Розв’язки (3) знайдемо у наступному вигляді:

$$x_1 = A_1 \cdot \sin(kt + \delta);\ x_2 = A_2 \cdot \sin(kt + \delta), \quad (4)$$

де: k – частота, δ – початкова фаза власних коливань системи, що розглядається, $A_{1,2}$ – амплітуди відповідних коливань $x_1(t)$ й $x_2(t)$.

Власні коливання даної системи можна знайти з рівняння:

$$\left(C_1+C_2-m_1\cdot k^2\right)\cdot\left(C_2-m_2\cdot k^2\right)-C_2^2=0. \quad (5)$$

Після простих перетворень з (5) можна отримати біквадратне рівняння для k:

$$m_1\cdot m_2\cdot k^4-\left(m_1\cdot C_2+m_2\cdot\left[C_1-C_2\right]\right)\cdot k^2+\cdot C_1\cdot C_2=0. \quad (6)$$

Якщо ввести, як у [11], позначення: $\frac{C_1+C_2}{m_1}=n_1^2;\ \frac{C_2}{m_2}=n_2^2$ тоді рівняння (6) можна записати у виді:

$$k^4-\left(n_1^2+n_2^2\right)\cdot k^2+\frac{C_1}{C_1+C_2}\cdot n_1^2\cdot n_2^2=0. \quad (7)$$

Подамо величину $C_1/\left(C_1+C_2\right)$ у вигляді ν^2, тоді корені (7), що є власними частотами системи, знайдемо за формулами:

$$\begin{cases} k_1^2=\frac{n_1^2+n_2^2}{2}-\frac{1}{2}\cdot\sqrt{\left(n_1^2+n_2^2\right)^2-4\nu^2\cdot n_1^2\cdot n_2^2}; \\ k_2^2=\frac{n_1^2+n_2^2}{2}+\frac{1}{2}\cdot\sqrt{\left(n_1^2+n_2^2\right)^2-4\nu^2\cdot n_1^2\cdot n_2^2}. \end{cases} \quad (8)$$

Отже, у системі виникає дві різні форми коливань з різними частотами, відповідно, k_1 й k_2, причому $k_2>k_1$.

Автор [11] визначав співвідношення, за яким можна визначити коефіцієнти $A_{1,2}$ кожної з форм коливань, тобто $A_{1,2}^{(1)}$ й $A_{1,2}^{(2)}$, де верхній індекс у дужках біля коефіцієнтів $A_{1,2}$ означає номер форми коливань («1» – відповідає k_1, «2» – відповідає частоті k_2):

$$\begin{cases} \frac{A_1^{(1)}}{A_2^{(1)}}=\frac{C_2}{C_1+C_2-m_1\cdot k_1^2}=\frac{C_2-m_2\cdot k_1^2}{C_1}=\beta_1; \\ \frac{A_1^{(2)}}{A_2^{(2)}}=\frac{C_2}{C_1+C_2-m_1\cdot k_1^2}=\frac{C_2-m_2\cdot k_1^2}{C_2}=\beta_2. \end{cases} \quad (9)$$

Якщо покласти:

$$\beta_1=\frac{C_2}{C_1+C_2-m_1\cdot k_1^2}=\frac{C_2}{m_1\cdot\left(\frac{C_1+C_2}{m_1}-k_1^2\right)}=\frac{C_2}{m_1\cdot\left(n_1^2-k_1^2\right)}. \quad (10)$$

Після нескладних перетворень матимемо:

$$\beta_1=\frac{\nu_1^2}{1-k_1^2/n_1^2};\quad \nu_1^2=\frac{C_2}{C_1+C_2};\qquad \beta_2=\frac{\nu_1^2}{1-k_2^2/n_2^2} \quad (11)$$

Можна показати, що власні частоти k_1^2 й k_2^2 задовольняють умовам:

$$0<k_1^2<n_1^2;\ \ n_1^2<n_2^2<k_2^2, \quad (12)$$

Тому $\beta_1>0,$ а $\beta_2<0.$ Крім того, для взаємозалежностей $x_1^{(1)}$ й $x_2^{(1)}$ й $x_1^{(2)}$ й $x_2^{(2)}$ характерні такі формули/співвідношення:

$$x_1^{(1)} = \beta_1 \cdot x_2^{(1)};\ \ x_1^{(2)} = \beta_2 \cdot x_2^{(2)}. \qquad (13)$$

Зі співвідношенння (11) й (13) випливає, що у першому головному коливанні $x_1^{(1)}$ й $x_2^{(1)}$ завжди мають однакові знаки, а у другому головному коливання знаки $x_1^{(2)}$ й $x_2^{(2)}$ різні, і вантажі m_1 й m_2 рухаються у різні сторони. На рис. 2 зображені переміщення x_1 й x_2 при першому й другому головному коливаннях.

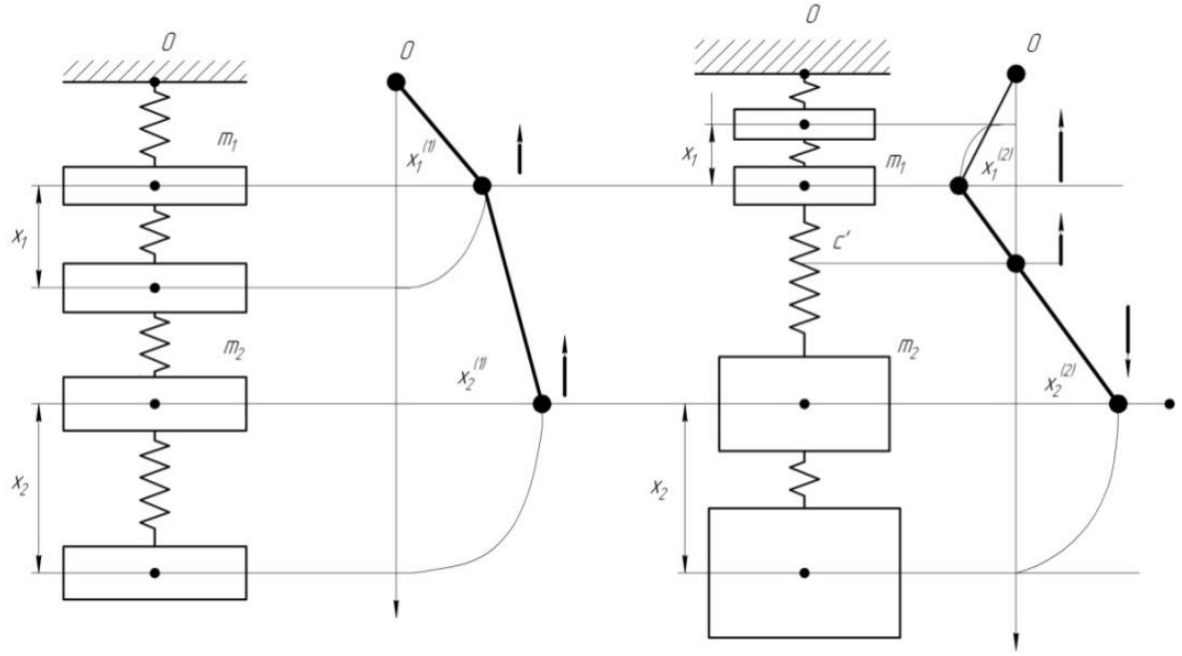


Рис. 2. Переміщення $x_{1,2}^{(1)}$ й $x_{1,2}^{(2)}$: C' – «нульова точка» – це точка зміни напрямку руху на зворотній (2-е головне коливання).

У другому головному коливанні, поряд з точкою закріплення першої пружини *O*, на другій пружині є точка C', яка залишається нерухомою при коливаннях вантажів m_1 й m_2. Саме ця точка C' є вузлом.

II етап. Пружна деформація всіх елементів конструкції, яка триває до тих пір, поки зусилля $F_1(t)$ не досягне, зростаючи від нуля, значення $Q_в = m_в \cdot g$ (те ж стосується й сили $F_2(t)$, яка стає істинною вагою вантажу тільки після відриву $m_в$ від опори). Тривалість другого етапу процесу підйому вантажу «з підхватом» складає [12] τ_o, яке можна знайти з наступного трансцендентного рівняння:

$$\tau_o + \left[\frac{C_2}{C_1} \cdot \sqrt{\frac{m_1}{C_1 + C_2}}\right] \cdot \sin\left\{\sqrt{\frac{(C_1 + C_2)}{m_1}} \cdot \tau_o\right\} = g \cdot m_1 \cdot m_2 \cdot \left\{\frac{(C_1 + C_2)}{m_1}\right\} \Big/ (V \cdot C_1 C_2), \qquad (14)$$

де: V – швидкість усталеного руху (підйому) вантажу, після закінчення перехідних процесів. Після зрозумілих перетворень (14)

можна для τ_o визначення знайти наступне рівняння трансцендентного типу:

$$\tau_o + \frac{C_2}{C_1}\cdot\sqrt{\frac{m_1}{(C_1+C_2)}}\cdot\sin\left\{\sqrt{\frac{(C_1+C_2)}{m_1}}\cdot\tau_o\right\} = \frac{gm_2}{V\cdot C_1\cdot C_2}\cdot(C_1+C_2), \qquad (15)$$

або з урахуванням (11):

$$\tau_o + \frac{C_2}{C_1}\cdot\sqrt{\frac{m_1}{(C_1+C_2)}}\cdot\sin\left\{\sqrt{\frac{(C_1+C_2)}{m_1}}\cdot\tau_o\right\} = \frac{gm_2}{V\cdot C_1\cdot \nu_1^2}. \qquad (16)$$

Враховуючи введене позначення n_1^2, можна (16) подати наступним чином:

$$\tau_o + \frac{C_2}{C_1\cdot n_1}\cdot\sin\{n_1\cdot\tau_o\} = \frac{gm_2}{V\cdot C_1\cdot \nu_1^2}. \qquad (17)$$

При $n_1\tau_o << 1$, з (17) можна отримати наближене значення τ_o, яке аналогічне до значення тривалості відриву вантажу (для одномасової моделі), а саме:

$$\tau_o \approx \frac{gm_2}{V\cdot C_2}. \qquad (18)$$

Отже, другий етап триває протягом інтервалу часу: $t\in[0;\tau_o]$.

У найбільш загальному випадку сила $F_1(t)$ згідно [16] приймає наступний вид:

$$F_1(t) = F_2(t) + (m_в + m_{пр})\cdot a(t) = F_2(t) + (m_1 - m_к + m_2)\cdot a(t), \qquad (19)$$

де $a(t)$ – функція прискорення того чи іншого режиму руху приводного механізму, яка залежить від часу t. Функція $F_2(t)$ повинна задовольняти певним умовам гладкості, які реалізуються за допомогою спеціального мехатронного пристрою, і у момент часу $t=\tau_o: F_2(\tau_o) = m_в g = m_2 g$. Ці умови мають наступний вигляд:

$$F_2|_{t=0} = \dot{F}_2|_{t=0} = \ddot{F}_2|_{t=0} = 0;\ \ F_2|_{t=\tau_o} = F_o = m_2 g;\ \ \dot{F}_2|_{t=\tau_o} = \ddot{F}_2|_{t=\tau_o} = 0. \qquad (20)$$

На рис. 3 зображена залежність $F_2(t)$, яка у аналітичному вигляді має наступний вид:

$$F_2(t) = F_o\cdot\left\{10\cdot\left(\frac{t}{\tau_o}\right)^3 - 15\cdot\left(\frac{t}{\tau_o}\right)^4 + 6\cdot\left(\frac{t}{\tau_o}\right)^5\right\}. \qquad (21)$$

Саме так залежність $F_2(t)$ мінімізує можливі коливання на другому етапі підйому вантажу «з підхватом».

Система (1) може бути зведена на другому етапі підйому вантажу «з підхватом» до одного рівняння:

$$x_2^{(IV)} + \left[\left(1+\frac{m_2}{m_1}\right)\cdot\Omega_2^2 + \Omega_1^2\right]\cdot\ddot{x}_2 + \Omega_1^2\cdot\Omega_2^2\cdot x_2 = \left(1+\frac{m_2}{m_1}-\frac{m_к}{m_1}\right)\cdot\Omega_2^2\cdot a(t) - \frac{\ddot{F}_2(t)}{m_2} - \Omega_1^2\cdot\frac{F_2(t)}{m_2}, \qquad (22)$$

де: $\Omega_1^2 = \frac{C_1}{m_1},\ \ \Omega_2^2 = \frac{C_2}{m_2}$.

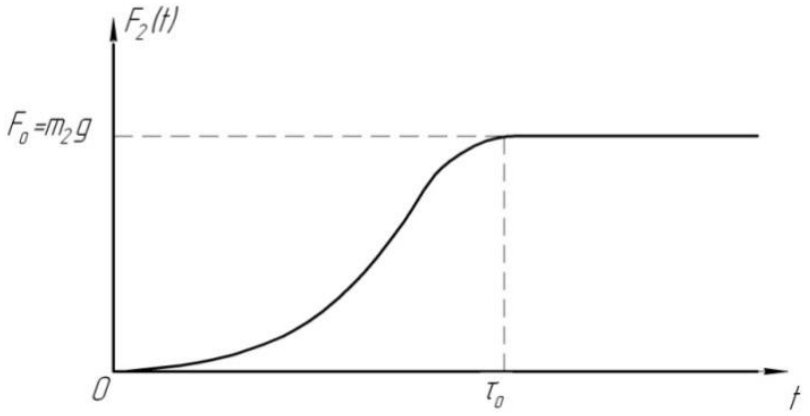


Рис. 3. Залежність $F_2(t)$.

Для встановлення умови Ейлера-Пуассона, яка є необхідною для реалізації критерію якості руху:

$$\int_0^{\tau_o} x_2^2 dt \to \min, \tag{23}$$

що відповідає мінімальним значенням можливих амплітуд коливань на цьому етапі підйому вантажу, слід розв'язати рівняння:

$$x_2^{(VIII)} + 2\cdot\left[\left(1+\frac{m_2}{m_1}\right)\Omega_2^2+\Omega_1^2\right]\cdot x_2^{(VI)} + \left[\left(1+\frac{m_2}{m_1}\right)\Omega_2^2+\Omega_1^2\right]^2\cdot x_2^{(IV)} =$$

$$=\left[1+\frac{m_2}{m_1}-\frac{m_к}{m_1}\right]\Omega_2^2\cdot a^{(IV)}(t)+\left[\left(1+\frac{m_2}{m_1}\right)\Omega_2^2+\Omega_1^2\right]\cdot\left[1+\frac{m_2}{m_1}-\frac{m_к}{m_1}\right]\Omega_2^2\cdot\ddot{a}(t)-$$

$$=\left[\left(1+\frac{m_2}{m_1}\right)\Omega_2^2+2\Omega_1^2\right]\cdot\frac{F_2^{(IV)}(t)}{m_2}-\left[\left(1+\frac{m_2}{m_1}\right)\Omega_2^2+\Omega_1^2\right]\cdot\Omega_1^2\cdot\frac{\ddot{F}_2(t)}{m_2}. \tag{24}$$

На цьому етапі підйому вантажу доцільно працювати у режимі: $a(t)\equiv 0,\ F_2(t)\neq 0.$

Враховуючи вираз (21) замість (24) маємо:

$$x_2^{(VIII)} + 2\cdot\left[\left(1+\frac{m_2}{m_1}\right)\Omega_2^2+\Omega_1^2\right]\cdot x_2^{(VI)} + \left[\left(1+\frac{m_2}{m_1}\right)\Omega_2^2+\Omega_1^2\right]^2\cdot x_2^{(IV)} =$$

$$=-\left[\left(1+\frac{m_2}{m_1}\right)\Omega_2^2+2\Omega_1^2\right]\cdot\frac{1}{m_2}\cdot F_o\cdot 360\cdot\frac{1}{\tau_0^4}\left[-1+2\cdot\frac{t}{\tau_o}\right]-$$

$$-\left[\left(1+\frac{m_2}{m_1}\right)\Omega_2^2+2\Omega_1^2\right]\cdot\Omega_1^2\cdot\frac{1}{m_2}\cdot F_o\cdot\left\{\frac{60}{\tau_0^2}\right\}\left\{\frac{t}{\tau_o}-3\cdot\left(\frac{t}{\tau_o}\right)^2+2\left(\frac{t}{\tau_o}\right)^3\right\}. \tag{25}$$

Після введення позначень:

$$\left[\left(1+\frac{m_2}{m_1}\right)\Omega_2^2+\Omega_1^2\right]=\vartheta;\ \ \Phi(t)=-\left[\left(1+\frac{m_2}{m_1}\right)\Omega_2^2+2\Omega_1^2\right]\cdot\frac{360\cdot F_o}{m_2\cdot\tau_0^4}\cdot\left[-1+2\cdot\frac{t}{\tau_o}\right]-$$

$$-\left[\left(1+\frac{m_2}{m_1}\right)\Omega_2^2+2\Omega_1^2\right]\cdot\Omega_1^2\cdot\frac{F_o\cdot 60}{m_2\cdot\tau_0^2}\cdot\left\{\frac{t}{\tau_o}-3\cdot\left(\frac{t}{\tau_o}\right)^2+2\left(\frac{t}{\tau_o}\right)^3\right\}, \tag{26}$$

можна звести (25) до наступного виду:

$$x_2^{(VIII)} + 2 \cdot \vartheta \cdot x_2^{(VI)} + \vartheta^2 \cdot x_2^{(IV)} = \Phi(t). \tag{27}$$

Розв'язок (27) має наступний вид:

$$\begin{cases} x_2(t) = x_{2одн}(t) + x_{2част}(t), \\ x_{2одн}(t) = C_0 + C_1 t + C_2 t^2 + C_3 t^3 + (C_4 + C_5 t) \cdot \sin\left(\sqrt{\vartheta} \cdot t\right) + (C_6 + C_7 t) \cdot \cos\left(\sqrt{\vartheta} \cdot t\right), \\ x_{2част}(t) = A_1 \cdot t^8 + A_2 \cdot t^9 + A_3 \cdot t^{10} + A_4 \cdot t^{11} \end{cases} \tag{28}$$

де константи $A_{1,2,3,4}$ знаходимо з наступних співвідношень:

$$\begin{cases} (8!)A_1 = \left[\left(1 + \dfrac{m_2}{m_1}\right)\Omega_2^2 + 2\Omega_1^2\right] \cdot \dfrac{360 \cdot F_o}{m_2 \cdot \tau_0^4}; \\ (9!)A_2 = -\left[\left(1 + \dfrac{m_2}{m_1}\right)\Omega_2^2 + 2\Omega_1^2\right] \cdot \dfrac{360 \cdot F_o}{m_2 \cdot \tau_0^4} \cdot \left[\dfrac{2}{\tau_o}\right] - \left[\left(1 + \dfrac{m_2}{m_1}\right)\Omega_2^2 + \Omega_1^2\right] \cdot \Omega_1^2 \cdot \dfrac{F_o \cdot 60}{m_2 \cdot \tau_0^3}; \\ \left(\dfrac{10!}{2!}\right)A_3 + 2\left(\dfrac{8!}{2!}\right)A_1 \cdot \vartheta = \left[\left(1 + \dfrac{m_2}{m_1}\right)\Omega_2^2 + \Omega_1^2\right] \cdot \Omega_1^2 \cdot \dfrac{F_o \cdot 180}{m_2 \cdot \tau_0^4}; \\ \left(\dfrac{11!}{3!}\right)A_4 + 2\left(\dfrac{9!}{3!}\right)A_2 \cdot \vartheta = -\left[\left(1 + \dfrac{m_2}{m_1}\right)\Omega_2^2 + \Omega_1^2\right] \cdot \Omega_1^2 \cdot \dfrac{F_o \cdot 120}{m_2 \cdot \tau_0^5}. \end{cases} \tag{29}$$

Для визначення констант $C_{0,1,2,3,4,5,6,7}$ слід використати наступні умови:

$$x_2|_{t=0} = \dot{x}_2|_{t=0} = \ddot{x}_2|_{t=0} = x_2^{(IV)}|_{t=0} = 0; \quad x_2|_{t=\tau_o} = \frac{m_2 g}{C_2}; \quad \dot{x}_2|_{t=\tau_o} = 0; \quad x_2^{(IV)}|_{t=\tau_o} = 0; \quad \ddot{x}_2|_{t=\tau_o} = -\frac{2\Omega_1^2}{\vartheta} \cdot g. \tag{30}$$

III етап підйому вантажу характеризують наступні рівняння:

$$\begin{cases} m_1 \cdot \ddot{x}_1 + (C_1 + C_2) \cdot x_1 - C_2 \cdot x_2 = m_2 g + (m_1 - m_к + m_2) a(t), \\ m_2 \cdot \ddot{x}_2 - C_2 \cdot x_1 + C_2 \cdot x_2 = m_2 g. \end{cases} \tag{31}$$

Систему (31) можна звести до одного рівняння для x_2:

$$x_2^{(IV)} + \vartheta \cdot \ddot{x}_2 + \Omega_1^2 \Omega_2^2 \cdot x_2 = \left(1 + \frac{m_2}{m_1} - \frac{m_к}{m_1}\right)\Omega_2^2 a(t) - \Omega_1^2 g. \tag{32}$$

Щоб задовольнити на цьому етапі підйому вантажу умовам якості руху виду:

$$\int_0^{t_p} x^2 dt \to \min, \tag{33}$$

де: t_p – тривалість процесу, за якою швидкість підйому вантажу набуває усталеного значення V, слід розв'язати рівняння (умова Пуассона-Ейлера):

$$x_2^{(VIII)} + 2\vartheta \cdot x_2^{(VI)} + \vartheta^2 x_2^{(IV)} = \left[1 + \frac{m_2}{m_1} - \frac{m_к}{m_1}\right]\Omega_2^2 a^{(IV)}(t) + \left[1 + \frac{m_2}{m_1}\Omega_2^2 + \Omega_1^2\right] \cdot \left[1 + \frac{m_2}{m_1} - \frac{m_к}{m_1}\right]\Omega_2^2 \cdot \ddot{a}_2(t) \tag{34}$$

Згідно з [16] розглянемо наступні чотири режими руху приводного механізму на ділянці пуску:

$$1)\quad a=\frac{V}{t_p}const;\ 2)\ a=\frac{2V}{t_p}\left(1-\frac{t}{t_p}\right);\ 3)\ a=\frac{12V}{t_p}\left(\frac{t}{t_p}-2\cdot\frac{t^2}{t_p^2}+\frac{t^2}{t_p^2}\right);$$

$$4)\ a=\frac{60V}{t_p}\cdot\left[1-3\left(\frac{t}{t_p}\right)+\left(\frac{t}{t_p}\right)^2-\left(\frac{t}{t_p}\right)^3\right]\cdot\left(\frac{t}{t_p}\right)^2=\frac{60V}{t_p}\left(\frac{t}{t_p}\right)^2\cdot\left(1-\frac{t}{t_p}\right)^3. \qquad (35)$$

Для першого та другого режимів (35) маємо з (34):

$$x_2^{(VIII)}+2\cdot\vartheta\cdot x_2^{(VI)}+\vartheta^2\cdot x_2^{(IV)}=0. \qquad (36)$$

Рівняння (36) має розв'язок:

$$x_2(t)=\tilde{C}_0+\tilde{C}_1t+\tilde{C}_2t^2+\tilde{C}_3t^3+\left(\tilde{C}_4+\tilde{C}_5t\right)\cdot\sin\left(\sqrt{\vartheta}\cdot t\right)+\left(\tilde{C}_6+\tilde{C}_7t\right)\cdot\cos\left(\sqrt{\vartheta}\cdot t\right), \qquad (37)$$

де константи $\tilde{C}_{i,}$, $i=\overline{(0,7)}$, знаходимо з початкових/кінцевих умов задачі:

$$x_2\,|_{t=0}=\dot{x}_2\,|_{t=0}=0;\quad x_2^{(IV)}\,|_{t=0}=0;\quad \ddot{x}_2\,|_{t=0}=\frac{\left(1+\frac{m_2}{m_1}-\frac{m_к}{m_1}\right)\Omega_2^2a(0)-\Omega_1^2g}{\vartheta};$$

$$\dot{x}_2\,|_{t=t_p}=V;\quad \ddot{x}_2\,|_{t=t_p}=0;\quad x_2^{(IV)}\,|_{t=t_p}=0;\quad x_2\,|_{t=t_p}=\frac{\left(1+\frac{m_2}{m_1}-\frac{m_к}{m_1}\right)\Omega_2^2a(t_p)-\Omega_1^2g}{\vartheta}. \qquad (38)$$

Для третього режиму (35) маємо (34):

$$x_2^{(VIII)}+2\vartheta\cdot x_2^{(VI)}+\vartheta^2x_2^{(IV)}=\vartheta\left[1+\frac{m_2}{m_1}-\frac{m_к}{m_1}\right]\Omega_2^2\cdot\frac{12V}{t_p}\cdot\left[-\frac{4}{t_p^2}+\frac{6t}{t_p^3}\right]\cdot \qquad (39)$$

Розв'язок (39) має вид:

$$\begin{cases} x_2(t)=\tilde{x}_{2одн}(t)+\tilde{x}_{2неодн}(t), \\ \tilde{x}_{2одн}(t)=\tilde{\tilde{C}}_0+\tilde{\tilde{C}}_1t+\tilde{\tilde{C}}_2t^2+\tilde{\tilde{C}}_3t^3+\left(\tilde{\tilde{C}}_4+\tilde{\tilde{C}}_5t\right)\cdot\sin\left(\sqrt{\vartheta}\cdot t\right)+\left(\tilde{\tilde{C}}_6+\tilde{\tilde{C}}_7t\right)\cdot\cos\left(\sqrt{\vartheta}\cdot t\right), \\ \tilde{x}_{2неодн}(t)=\tilde{A}_1\cdot t^8+\tilde{A}_2\cdot t^9,\ 8!\tilde{A}_1=\vartheta\left[1+\frac{m_2}{m_1}-\frac{m_к}{m_1}\right]\cdot\frac{12V\cdot\Omega_2^2}{t_p}\cdot\left[-\frac{4}{t_p^2}\right]; \\ 9!\tilde{A}_2=\vartheta\left[1+\frac{m_2}{m_1}-\frac{m_к}{m_1}\right]\cdot\Omega_2^2\frac{72V}{t_p^4}. \end{cases} \qquad (40)$$

Константи $\tilde{\tilde{C}}_{j,}$, $j=\overline{(0,7)}$ знаходимо з умов (38).

Для четвертого режиму (35) маємо з (34):

$$x_2^{(VIII)}+2\vartheta\cdot x_2^{(VI)}+\vartheta^2x_2^{(IV)}=\left[1+\frac{m_2}{m_1}-\frac{m_к}{m_1}\right]\Omega_2^2\cdot\frac{60V}{t_p}\cdot\left[\frac{72}{t_p^4}-\frac{120t}{t_p^5}\right]+$$

$$+\vartheta\left[1+\frac{m_2}{m_1}-\frac{m_к}{m_1}\right]\Omega_2^2\cdot\frac{60V}{t_p}\cdot\left[\frac{2}{t_p^2}-\frac{18t}{t_p^3}+\frac{36t^2}{t_p^4}-\frac{20t^3}{t_p^5}\right]. \qquad (41)$$

Розв’язок (41) має вид:

$$\begin{cases} x_2(t) = x^*_{2одн}(t) + x^*_{2неодн}(t); \\ x^*_{2одн}(t) = D_0 + D_1 t + D_2 t^2 + D_3 t^3 + (D_4 + D_5 t)\cdot \sin\left(\sqrt{\vartheta}\cdot t\right) + (D_6 + D_7 t)\cdot \cos\left(\sqrt{\vartheta}\cdot t\right); \\ x^*_{2неодн}(t) = B_1 \cdot t^8 + B_2 \cdot t^9 + B_3 \cdot t^{10} + B_4 \cdot t^{11}; \\ 8!B_1 = \left[1 + \frac{m_2}{m_1} - \frac{m_к}{m_1}\right]\cdot \Omega_2^2 \frac{60V}{t_p}\cdot\left(\frac{72}{t_p^4}\right) + \vartheta\left[1 + \frac{m_2}{m_1} - \frac{m_к}{m_1}\right]\cdot \Omega_2^2 \frac{60V}{t_p}\cdot\left[\frac{2}{t_p^2}\right]; \\ 9!B_2 = \left[1 + \frac{m_2}{m_1} - \frac{m_к}{m_1}\right]\cdot \Omega_2^2 \frac{60V}{t_p}\cdot\left(-\frac{120}{t_p^5}\right) - \vartheta\left[1 + \frac{m_2}{m_1} - \frac{m_к}{m_1}\right]\cdot \Omega_2^2 \frac{60V}{t_p}\cdot\left[\frac{18}{t_p^3}\right];. \\ \left(\frac{10!}{2!}\right)B_3 + \left(\frac{8!}{2!}\right)B_1\cdot\vartheta\cdot 2 = \vartheta\left[1 + \frac{m_2}{m_1} - \frac{m_к}{m_1}\right]\cdot \Omega_2^2 \cdot \frac{60V}{t_p}\left(\frac{36}{t_p^4}\right); \\ \left(\frac{11!}{3!}\right)B_4 + 2\left(\frac{9!}{3!}\right)B_2\cdot\vartheta = \vartheta\cdot\left[1 + \frac{m_2}{m_1} - \frac{m_к}{m_1}\right]\cdot \Omega_2^2 \cdot \frac{60V}{t_p}\left(-\frac{20}{t_p^5}\right). \end{cases} \quad (42)$$

Константи D_i, $i = \overline{(0,7)}$ у (42) знаходимо з умов (38).

Висновки

1. У межах двомасової моделі отримані аналітичні залежності для законів руху вантажу при підйомі «з підхватом», які мінімізують можливі коливні процеси у пружних елементах (канатах) вантажопідйомних машин.

2. Отримані у роботі результати можуть бути у подальшому використані для уточнення й вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку подібних систем як на стадіях їх розрахунку, проектування/конструювання, так і у режимах реальної експлуатації.

Список літератури

1. *Голубенцев Н. А.* Динамика переходных процессов в машинах со многими массами. Москва. Машгиз. 1959. 147 с.
2. *Вейц В. Л.* Динамика машинных агрегатов. Москва. Машиностроение. 1969. 370 с.
3. *Вульфсон И. И., Коловский М. З.* Динамика машинных агрегатов. Ленинград. Машиностроение. 1969. 370 с.
4. *Комаров М. С.* Нелинейные задачи динамики машин. Москва. Машиностроение. 1968. 284 с.
5. *Казак С. А.* Динамика мостовых кранов. Москва. Машиностроение. 1968. 331 с.
6. *Гохберг М. М.* Металлические конструкции подъемно-транспортных машин. Москва. Машиностроение. 1969. 520 с.
7. *Лобов Н. А.* Динамика грузоподъемных кранов. Москва. Машиностроение. 1987. 160 с.

8. *Гайдамака В. Ф.* Грузоподъемные машины. Киев. Вища школа. 1989. 328 с.
9. *Будиков Л. Я.* Многопараметрический анализ динамики грузоподъемных кранов мостового типа. Луганск. Изд-во ВУТУ. 1997. 210 с.
10. *Ловейкін В. С., Човнюк Ю. В., Діктерук М. Г., Пастушенко С. І.* Моделювання динаміки механізмів вантажопідйомних машин. Миколаїв: РВВ МДАУ. 2004. 286 с.
11. *Гробов В. А.* Теория колебаний механических систем. Киев. Вища школа. 1982. 183 с.
12. *Новак С. М., Логвинец А. С.* Защита от вибрации и шума в строительстве: Справочник. Київ. Будівельник. 1990. 184 с.
13. *Волков Д. П.* Динамические нагрузки в универсальных экскаваторах-кранах. Москва. Машгиз. 1958. 269 с.
14. *Кожевников С. Н.* Динамика нестационарных процессов в машинах. Киев. Наукова думка. 1986. 288 с.
15. *Ловейкин В. С.* Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин. Киев. УМК ВО. 1990. 166 с.
16. *Ловейкін В. С.* Мінімізація динамічних навантажень в пружних елементах вантажопідйомних машин. Гірничі, будівельні, дорожні і меліоративні машини. 1998. Вип. 52. С. 63–68.
17. *Гоберман Л. А., Степанян К. В., Яркин А. А., Зеленский В. С.* Теория, конструкция и расчет строительных и дорожных машин. Москва. Машиностроение. 1979. 407 с.

References

1. *Golubentsev, N. A.* (1959). Dynamics of transients in machines with many masses. Mashgiz. 147.
2. *Veits, V. L.* (1969). Dynamics of machine aggregates. Mashinostroenie. 370.
3. *Vulfson, I. I., Kolovskii, M. Z.* (1969). Dynamics of machine aggregates. Mashinostroenie. 370.
4. *Komarov, M. S.* (1968). Nonlinear problems of machine dynamics. Mashinostroenie. 284.
5. *Kazak, S. A. (*1968). Dynamics of bridge cranes. Mashinostroenie. 331.
6. *Gokhberg, M. M.* (1969). Metal constructions of hoisting and transport machines. Mashinostroenie. 520.
7. *Lobov, N. A.* (1987). Dynamics of cranes. Mashinostroenie, 160.
8. *Gaidamaka, V. F.* (1989). Hoisting machines. Vishcha shkola. 328.
9. *Budikov, L. A.* (1997). Multiparametric analysis of the dynamics of cranes of bridge type. Lugansk. VUTU. 210.
10. *Lovejkin, V. S., Chovnyuk, Yu. V., Dikteruk, M. G., Pastushenko, S. I.* (2004). Modeling of dynamics of mechanisms of load-lifting machines. Mikolaiv. RVV MDAU, 286.
11. *Grobov, V. A.* (1982). Teoriia kolebanii mekhanicheskikh sistem. Vishcha shkola. 183.
12. *Novak, S. M., Logvinets, A. S.* (1990). Protection against vibration and noise in construction: Handbook. Budivelnik. 184.
13. *Volkov, D. P.* (1958). Dynamic loads in universal excavators – cranes. Mashgiz. 269.
14. *Kozhevnikov, S. N.* (1986). Dynamics of non-stationary processes in machines. Naukova dumka. 288.

15. *Lovejkin, V. S.* (1990). Calculations of optimal modes of motion of machinery in construction machinery. UMK VO. 166
16. *Lovejkin, V. S.* (1998). Minimization of dynamic loads in elastic elements of load-lifting machines. Mining, construction, road and land reclamation machines. Vol. 52. 63 – 68.
17. *Goberman, L. A., Stepanian, K. V., Iarkin, A. A., Zelenskii, V. S.* (1979). Theory, design and calculation of construction and road machinery. Mashinostroenie. 407.

МИНИМИЗАЦИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В МЕХАНИЗМЕ ПОДЪЕМА ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН II

В. С. Ловейкин, Ю. В. Човнюк, И. А. Кадыкало

Аннотация. *В рамках двухмассовой модели рассмотрен подъем груза «с подхватом» и влияние такого варианта подъема на величину динамических нагрузок в упругих элементах (канатах) грузоподъемных машин/кранов. Для уменьшения указанных нагрузок (в частности, коэффициента динамичности) предложен выбор необходимых режимов движения приводных механизмов на участках переходных процессов. На примеремеханизма подъема груза (двухмассовая модель) проведена динамическая оптимизация (минимизация) нагрузок, которые возникают в грузовых канатах грузоподъемных машин.*

Подробно рассмотрены все три этапа подъема груза «с подхватом»: а) выбора слабины каната; б) усилия в канате возрастает от нуля до силы тяжести груза; в) подъем груза «с веса» при полном натяжении каната. Установленные законы изменения усилия натяжения каната на втором этапе подъема груза, при которых минимизируются возможные, возникающие при этом, колебания. Вместе с тем, особенностью динамики рассматриваемой системы на первом этапе подъема груза является возникновение в ней собственных колебаний по двум разным формам. Установлены собственные частоты и амплитуды указанных форм колебаний.

На третьем этапе подъема груза учтены четыре возможных режима движения приводного механизма на участке его пуска, которые минимизируют определенные характеристики этому поводу. Для каждого из указанных режимов движения привода найдены оптимальные режимы движения груза, которые минимизируют возникающие динамические нагрузки в упругих связях (канатах) грузоподъемного механизма крана. При этом использованы методы, подходы и математический аппарат классического вариационного исчисления.

Полученные результаты могут быть в дальнейшем использованы для уточнения и совершенствования существующих инженерных методов расчета подобных систем

как на стадиях их проектирования/конструирования, так и в режимах реальной эксплуатации.

Ключевые слова: ***динамическая оптимизация, минимизация, нагрузка, упругие элементы, грузоподъемные машины, условия подъема, жесткость каната, подъем «с подхватом»***

MINIMIZATION OF DYNAMIC STRESSES IN LIFTING MECHANISM OF HOISTING MACHINES II

V. S. Loveikin, Yu. V. Chovnyuk, I. O. Kadikalo

Abstract. *The two-mass model is used to consider the lifting of the load «picked out» and the influence of such an option of lifting on the value of dynamic loads in elastic elements (ropes) of lifting machines/cranes is discussed ad well. One may reduce these loads (including the dynamic coefficient) with the help of modes motion choice which is required to drive mechanisms during the transient processes. The dynamic optimization (minimization) of stresses in the arising ropes of cargo lifting equipment is improved. One may use for these aims the two – mass model.*

Three stages of lifting of the load are studies in detail. They are: a) the selecting of rope's slack; b) the effort in the rope increases from zero to the cargo's gravity force; c) the lifting «in the weight» for full tension of the rope. The laws are established which describe the changes of rope's pulling force at the second stage of lifting. These laws gives one the possibility to minimize the vibration potentially arising during the lifting process. However, the characteristic feature of system's dynamics at the first stage of lifting is the emergence of its own oscillations of two different forms. These own frequencies and amplitudes for every form are established.

There were considered four possible modes of motion of drive mechanism at the third stage of lifting during its start-up which minimize the certain characteristics of this mechanism. There were found the best modes of optimal motion for every of these modes which minimize the dynamic loads occurring in the elastic connections (ropes) of the crane's lifting mechanism. One may use methods, approaches and mathematical apparatus of the classical variation's calculus.

The results obtained can later be used to update and improve existing engineering methods for calculating the motion mode drive for both stages (projection and design) of such systems, and for the modes of their real operation, as well.

Key words: ***dynamic optimization, minimization, load, elastic elements, lifting machines, lifting conditions, rope's stiffness, lifting «picked out»***

УДК 631.354

ОЦІНКА ВПЛИВУ ФАКТОРІВ НА ВИТРАТУ ПАЛИВА ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИМ КОМБАЙНОМ

О. В. Надточій, Л. Л. Тітова, кандидати технічних наук
Національний університет біоресурсів і природокористування України
e-mail: ludmylkatitova@gmail.com

Анотація. *В статті описана модель розрахунку витрати палива на одиницю продукції, зібраної зернозбиральним комбайном, залежно від споживчих якостей конкретної марки комбайна та характеристик умов збирання в сільськогосподарському підприємстві. Модель базується на розмежуванні витрат палива комбайном при виконанні основної роботи по обмолоту зернової маси, витратах при поворотах в кінці загінки, при вивантаженні зерна та здійсненні різних видів переїздів. Для цього оцінюються питомі витрати часу за зміну і фактична питома витрата палива двигуном. Розрахунок питомої витрати палива двигуном базується на залежності від коефіцієнта використання паспортної потужності. Отримана математична модель дозволяє встановити вплив окремих факторів, що характеризують умови збирання, на питома витрата палива зернозбиральних комбайном. За моделлю встановлені залежності зміни питомої витрати палива від урожайності на полі та і соломисті зернової частини. В якості вихідних даних були прийняті показники роботи зернозбирального комбайна Дон-1500Б, яких на Україні налічується більше 30 тис. Отримано, що питома витрата палива знижується з підвищенням урожайності. При цьому спостерігаються характерні ділянки різкого зниження (до 40%) і ділянки незначного зниження (1-3%). При співвідношенні зерна до незернової частини 1:1,5 різке зниження питомої витрати спостерігається при зміні урожайності до 2,5 т/га. Виявлено, соломистість є значущим фактором, який впливає на витрату палива зернозбиральним комбайном. При врожайності 4,5 т/га і соломистості 1: 1,0 питома витрата становить 2,83 л/т. Цікаво, що при збільшенні соломистості вдвічі питома витрата палива збільшується на 47% до 4,15 л/т. Розроблена математична модель була покладена в основу комп'ютерної реалізації алгоритму розрахунку. Розроблена програма на Delphi дозволяє прогнозувати витрате палива комбайнами при збиранні*

© О. В. Надточій, Л. Л. Тітова, 2017

зернових культур і виявляти основні фактори, що суттєво впливають на цю величину. Це дозволило більш точно розраховувати експлуатаційні показники використання комбайнів та здійснювати якісну порівняльну оцінку характеристик машин для майбутнього оптимального придбання і подальшого використання.

Ключові слова: ***зернозбиральний комбайн, модель, питома витрата палива, соломистість, урожайність, алгоритм***

Постановка проблеми. Зростання сільськогосподарського виробництва впродовж останніх років зумовило розширення попиту на сільськогосподарську техніку з боку аграріїв, що дало поштовх як розвитку ринку техніки, так і вітчизняного машинобудування та імпорту продукції від провідних світових компаній її виробників.

Аналіз останніх досліджень. Серед утвореного різноманіття зернозбиральних комбайнів складно розібратися, у питаннях придбання економічно-доцільної для потреб господарства, якісної техніки, навіть спеціалістам [1]. При цьому збирання зернових культур є вирішальним, підсумовуючим етапом, який значною мірою впливає на собівартість виробництва зерна в сільськогосподарському підприємстві [2]. Оцінюючи перспективу придбання зернозбирального комбайна, український споживач особливу увагу звертає на його паливну економічність [3]. Для цього використовують показник питомої витрата палива (витрата палива в кг або літрах, яка припадає на 1 тонну зібраного зерна) [4]. Як показує моніторинг роботи зернозбиральних комбайнів в реальній експлуатації, цей показник варіює в широких межах від 2,5 л/т до 7,0 л/т [5]. Очевидно, що на паливну економічність збирального агрегату впливає марка двигуна зернозбирального комбайна та конкретні агробіологічні, організаційні, сервісні умови його використання в сільгосппідприємстві [6]. Точну відповідь по витраті палива комбайном при збиранні зернових культур конкретним сільгосппідприємством можна отримати лише випробуваннями в умовах цього підприємства [7]. Однак такий підхід реалізувати практично неможливо через його дорожнечу і довготривалість. Тому актуальною і перспективною є розробка моделі, яка б дала змогу провести таку оцінку віртуально за допомогою комп'ютерного моделювання.

Мета досліджень. Проведення досліджень базується на теоретичних дослідженнях і моніторингу роботи зернозбиральних комбайнів в умовах реальної експлуатації. Отримана при моніторингу інформація є основою для прийняття рішень при моделюванні витрати палива зернозбиральних комбайном.

Результати досліджень. На витрату палива зернозбирального комбайна впливають особливості конструкції комбайна: продуктивність, потужність і паливна економічність двигуна, об'єм бункера і швидкість вивантаження зерна, транспортна швидкість комбайна та інші конструктивні особливості. З іншого боку, на витрату палива значно впливають умови збирання, які характеризуються наступними показниками: вид і урожайність культури, соломистість, обраний режим збирання незернової частини урожаю (валок або подрібнення з розкиданням), вологість соломи і зерна, засміченість, полеглість, довжина гону, ухил поля, вологість і твердість грунту, протяжність неодружених переїздів до місця вивантаження зерна, з поля на поле і до місця нічної стоянки. До періодів експлуатаційного часу, пов'язаних з роботою двигуна зернозбирального комбайна і витратою палива, відносяться: витрати часу на основну роботу (обмолот зерна), витрати часу на повороти в кінці загонки; витрати часу на переїзд комбайна до місця вивантаження зерна і назад; витрати часу на вивантаження зерна в транспортний засіб; витрати часу на холості переїзди (до місця нічної стоянки і назад, з поля на поле). Розглянемо витрата палива в кожному з цих тимчасових періодах. При виконанні основної роботи потужність двигуна комбайна витрачається на пересування комбайна по полю, обмолот зернової маси, подрібнення і розкидання (збирання чи подрібнення) соломи. Питома витрата палива комбайном на основній роботі можна описати формулою:

$$g_{K1} = \frac{q_{ф_1} \cdot Ne_н \cdot \xi_1}{10^3 \cdot W_{год1} \cdot \gamma_n}, \text{ л/т} \qquad (1)$$

де: $q_{ф_1}$ – фактична питома витрата палива двигуном при коефіцієнті використанні потужності, г/к.с.·год; ξ_1 – коефіцієнт використання ефективної потужності для основної роботи комбайна; $Ne_í$ – експлуатаційна потужність двигуна, к.с.; $W_{год1}$ – продуктивність комбайна за основний час роботи, розрахована за пропускною здатністю комбайна, т/год; γ_i – питома вага дизельного палива, кг/л.

Продуктивність при виконанні основної роботи (збирання) розраховуємо використовуючи залежність [5]:

$$W_{год}^{1} = \frac{3.6 \cdot q_н \cdot k_y}{1 + \delta_c}, \text{ т/год} \qquad (2)$$

де: $q_í$ – номінальна (паспортна) пропускна здатність комбайна, кг/с; k_y – коефіцієнт, що враховує умови збирання (вологість, засміченість, соломистість); δ_c – соломистість (відношення незернової частини до одиниці маси зерна).

В розрахунках за номінальну пропускну здатність конкретної марки зернозбирального комбайна приймалося числове значення за паспортом, а в разі відсутності такого розраховувалося за методикою [3]. Розрахунок коефіцієнту умов збирання k_y проводили за методикою детально викладеною в [3].

Числове значення питомої витрати палива комбайном при виконанні поворотів у кінці загінки визначається за залежністю:

$$g_{K2} = \frac{\tau_2 \cdot q_{\phi_2} \cdot Ne_н \cdot \xi_2}{10^3 \cdot W_{год1} \cdot \gamma_n}, \text{ л/т} \qquad (3)$$

де: τ_2 – питомі затрати робочого часу на виконання поворотів в кінці загінки; q_{ϕ_2} – фактична питома витрата палива двигуном при коефіцієнті використання потужності ξ_2, г/к.с.·год; ξ_2 – коефіцієнт використання ефективної потужності при здійсненні поворотів у кінці загінки.

Питомі затрати роочого часу на повороти визначають за формулою:

$$\tau_2 = \frac{T_2 \cdot W_{год1}}{0{,}36 \cdot L_г \cdot B_p \cdot U} \qquad (4)$$

де: T_2 – середня тривалість повороту комбайну в кінці загінки; $L_г$ – середня довжина гону, м; B_p – робоча ширина захвату, м; U – середня урожайність, т/га.

Питома витрата палива комбайном при переїздах до місця вивантаження зерна і назад:

$$g_{K3} = \frac{\tau_3 \cdot q_{\phi_3} \cdot Ne_н \cdot \xi_3}{10^3 \cdot W_{год1} \cdot \gamma_n}, \text{ л/га} \qquad (5)$$

де: τ_3 – питомі затрати робочого часу на переїзди до місця розвантаження бункера і назад; q_{ϕ_3} – фактична питома витрата палива двигуном при коефіцієнті використання потужності ξ_3, г/к.с.·год; ξ_3 – коефіцієнт використання ефективної потужності при переїздах до місця розвантаження бункера і назад.

При цьому розрахунок питомих витрат часу на переїзди визначаються залежністю:

$$\tau_3 = \frac{T_3 \cdot W_{год1}}{3600 \cdot G_Б \cdot \rho_3}, \qquad (6)$$

де: ρ_3 – питома вага зерна, т/м^3; $G_Б$ – об’єм бункера зернозбирального комбайна, м^3; T_3 – середній час, на рух комбайна до місця вивантаження і назад, с.

Питома витрата палива при розвантаженні бункера зернозбирального комбайна в транспортний засіб визначають:

$$g_{K4} = \frac{\tau_4 \cdot q_{\phi_4} \cdot Ne_н \cdot \xi_4}{10^3 \cdot W_{год1} \cdot \gamma_п}. \quad (7)$$

Питомі затрати робочого часу, який потрібен на розвантаження бункера зернозбирального комбайна можна визначити:

$$\tau_3 = \frac{W_{год1}}{3.6 \cdot V_{роз} \cdot \rho_З}, \quad (8)$$

де $V_{роз}$ – швидкість вивантаження зерна з бункера, кг/с.

Під час збиральних робіт комбайн здійснює переїзди з поля на поле та від місця стоянки до поля. При цьому двигун працює не на повну потужність а фактично на холостому ходу. Питому витрату палива при таких переїздах визначаємо за формулою:

$$g_{K5} = \frac{\tau_5 \cdot q_{\phi_5} \cdot Ne_н \cdot \xi_5}{10^3 \cdot W_{год1} \cdot \gamma_п}, \quad (9)$$

де τ_5 – питомі затрати робочого часу на переїзди; q_{ϕ_5} – фактична питома витрата палива двигуном при коефіцієнті використання потужності ξ_5, г/к.с.·год; ξ_5 – коефіцієнт використання ефективної потужності при переїздах з поля на поле та від місця стоянки до поля.

Питомі затрати робочого часу, що витрачається на переїзди визначають приблизно використовуючи залежність:

$$\tau_5 = \frac{2 \cdot L_{сер}}{T_{1доб} \cdot V_{пер}} + \frac{L_{поле} \cdot W_{год1}}{S_{сер} \cdot V_{пер} \cdot U}, \quad (10)$$

де $L_{сер}$ – середня віддаль переїздів від місця стоянки (машинний двір) до місця виконання роботи (поле), км; $T_{1доб}$ – середній основний час чистої роботи комбайна за добу, год; $V_{пер}$ – швидкість руху комбайна при переїздах, км/год.; $L_{поле}$ – середня віддаль при переїздах комбайна з поля на поле, км; $S_{сер}$ – середня площа поля для збирання, га.

Питому витрату палива двигуном можна визначити скориставшись аналітичною моделлю Лейдмана, яка являє собою систему поліноміальних функцій з постійними коефіцієнтами (табл. 1) з врахуванням впливу навколишнього середовища,

$$g_\phi = g_н \left(A - B \cdot \frac{n}{n_н} + C \cdot \left(\frac{n}{n_н} \right)^2 \right), \text{ г/к.с.·год} \quad (11)$$

де $g_{ô}$ – фактична питома витрата палива, г/к.с.·год; $g_{í}$ – паспортна питома витрата палива при номінальних обертах і потужності двигуна. При цьому коефіцієнт використання потужності для спрощення позначимо $\frac{n}{n_{í}} = k_N$.

1. Коефіцієнти функцій Лейдермана.

Дизельні двигуни	A	B	C
з безпосереднім впорскуванням	1,55	1,55	1,0
передкамерні	1,2	1,2	1,0
форкамерні	1,35	1,35	1,0

Використовуючи уточнений медод визначення параметрів функцій Лейдермана [8] було отримане уточнене рівняння питомої витрати палива із врахуванням конструкції, умов роботи та впливу навколишнього середовища:

$$g_{ф} = g_{н}\left(1{,}8757 - 1.7471 \cdot \frac{n}{n_{н}} + 0.8714 \cdot \left(\frac{n}{n_{н}}\right)^2\right).$$

Враховуючи введений коефіцієнт використання потужності k_N матимемо:

$$g_{ф} = g_{н}\left(1{,}8757 - 1.7471 \cdot k_N + 0.8714 \cdot {k_N}^2\right) \qquad (12)$$

Так, як комбайновий двигун в плані експлутації має деякі відмінності порівняно з тракторним: висока форсованість, відбір потужності на дві сторони, важкі умови роботи (запиленість, постійно висока температура, тощо), номінальна частота обертання колінчатого валу, для нього справедливе лінійне співвідношення $\frac{g_{ф_н}}{g_{н}}$ на описаних режимах роботи (основна робота, переїзди, повороти). Тому для розрахунку фактичних питомих витрат палива комбайновими двигунами $q_{ф_1}$, $q_{ф_2}$, $q_{ф_3}$, $q_{ф_4}$, $q_{ф_5}$ пропонується використовувати рівняння (12) рис. 1.

Сучасні зернозбиральні комбайни оснащуються двигунами, які мають достатній запас потужності для різних способів та технологій збирання і в складних умовах теж. Для різних типів робіт двигун має своє значення коефіцієнту навантаження. Зокрема для нормальних умов збирання при укладанні соломи у валок $\xi_1 = 0.7...0.75$ (рис. 1); при подрібненні соломи подрібнювачем $\xi_1 = 0.8...0.9$. Інші значення коефіцієнту завантаження двигуна при поворотах ξ_2, при переїздах до місця розвантаження бункера ξ_3, під час розвантаження бункера

ξ_4, при переїздах до місця стоянки і на поле ξ_5 відрізняються незначно і знаходяться у межах $0.2...0.35$.

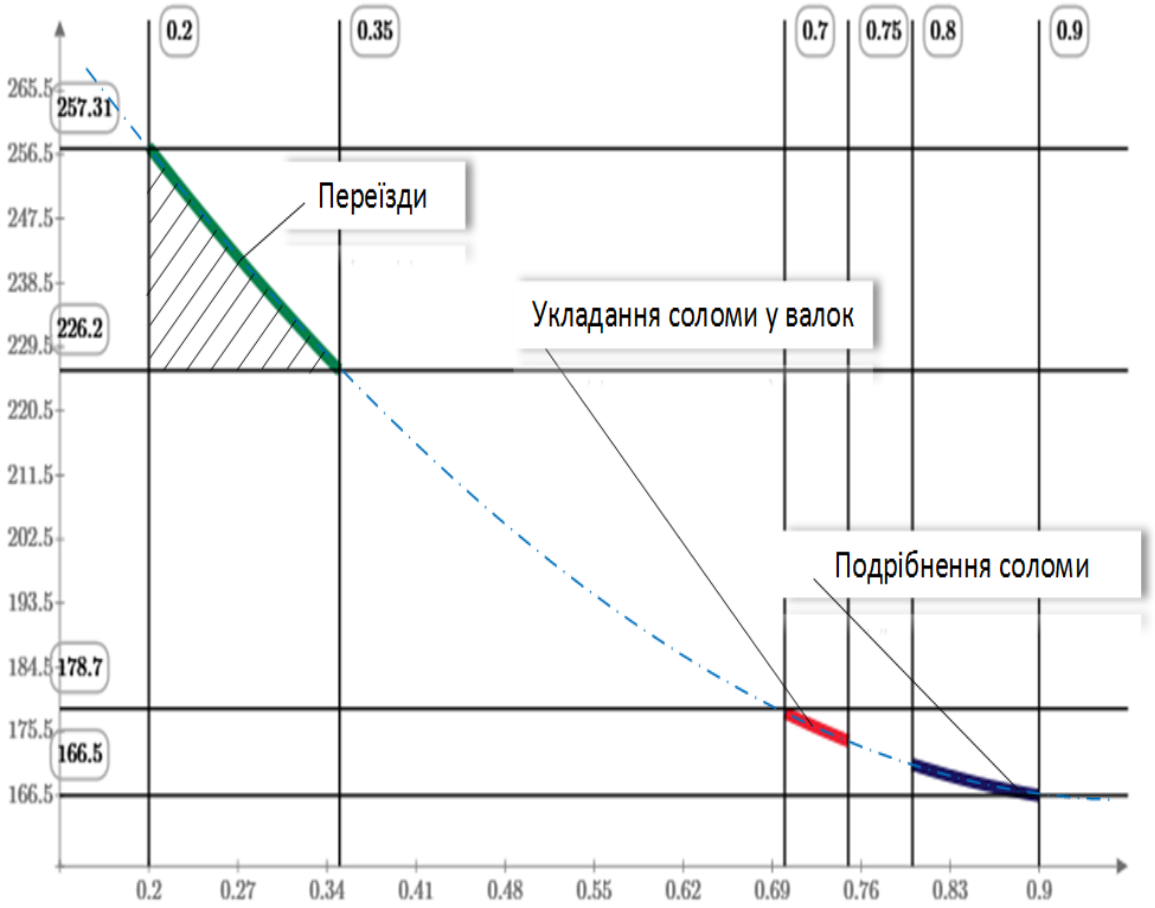


Рис. 1. Розрахункове значення (12) фактичної питомої витрати палива для різних значень коефіцієнту використання потужності.

Підсумкову питому витрату палива при збиранні зернових комбайном визначаємо сумою:

$$\xi_\Sigma = \sum_{i=1}^{5} \xi_i = \xi_1 + \xi_2 + \xi_3 + \xi_4 + \xi_5. \qquad (13)$$

Отримана математична модель дозволяє встановити вплив окремих факторів, характерних для різних умов робіт, на питому витрату палива зернозбиральними комбайнами. Підсумком даної роботи є встановлення залежностей зміни питомої витрати палива від урожайності та соломистості зернових культур.

Об’єктом дослідження було вибрано зернозбиральний комбайн Дон-1500Б, показники якого приведені в табл. 2, яких працює на полях України більше 30000 одиниць. За умови використання були прийняті середні умови для зони лісостепу України. По даній моделі була розроблена програма визначення питомої витрати палива (рис. 2). Для програмування використовувалась мова Delphi 7.

2. Вхідні дані моделі розрахунку питомої витрати палива зернозбиральним комбайном.

Показник	Значення
Марка комбайна	Дон-1500Б
Паспортная пропускна здатність комбайна, кг/с	9
Відношення незернової частини до одиниці маси зерна	1,3
Вологість, %	14
Засміченість, %	3
Полеглість хлібної маси, %	3
Паспортна потужність двигуна, к.с.	235
Питома вага палива, кг/л	0,86
Середній час на один поворот в кінці гону, с	50
Довжина гону, м	900
Рабочая ширина захвату жатки, м	6
Середня урожайність, т/га	3,3
Питома вага зерна, т/м^3	0,8
Об'єм зернового бункера комбайна, м^3	6
Середній час на переїзд комбайна до місця вигрузки, с	120
Швидкість вивантаження зерна з бункера, кг/с	42
Середня віддаль переїзду до місця стоянки (нічного зберігання), км	3
Середній час основної роботи за добу, год	8,5
Транспортна швидкість комбайна, км/год	15
Середня віддаль переїзду з поля на поле, км	2
Середня площа поля, га	200
Питома витрата палива двигуном ЯМЗ-238АК при номінальних оберта та потужності, г/к.с.×год	165

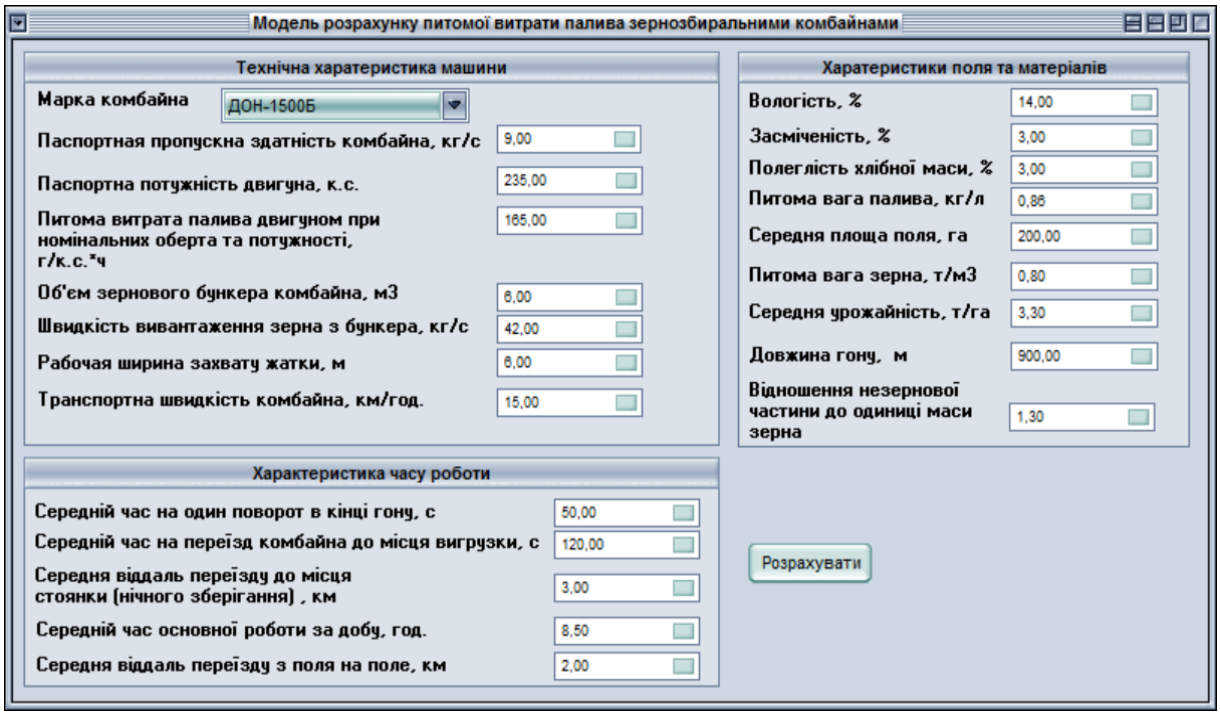


Рис. 2. Головне вікно програми розрахунку витрати палива.

В результаті проведеного моделювання, отримані графічні залежності (рис. 3). Характер цих залежностей показав, що питома витрата палива з підвищенням урожайності культур має тенденцію до зниження. При цьому спостерігається різке зниження на відрізку низької урожайності, незалежно від соломистості. Це пояснюється недовантаженням пожнивною масою молотарки і, як наслідок двигуна зернозбирального комбайна. При досягнені урожайності, при якій забезпечується паспортна пропускна здатність, подальше зниження питомої витрати палива стає мінімальним. При цьому дане зниження більше для соломистості 1:1,0.

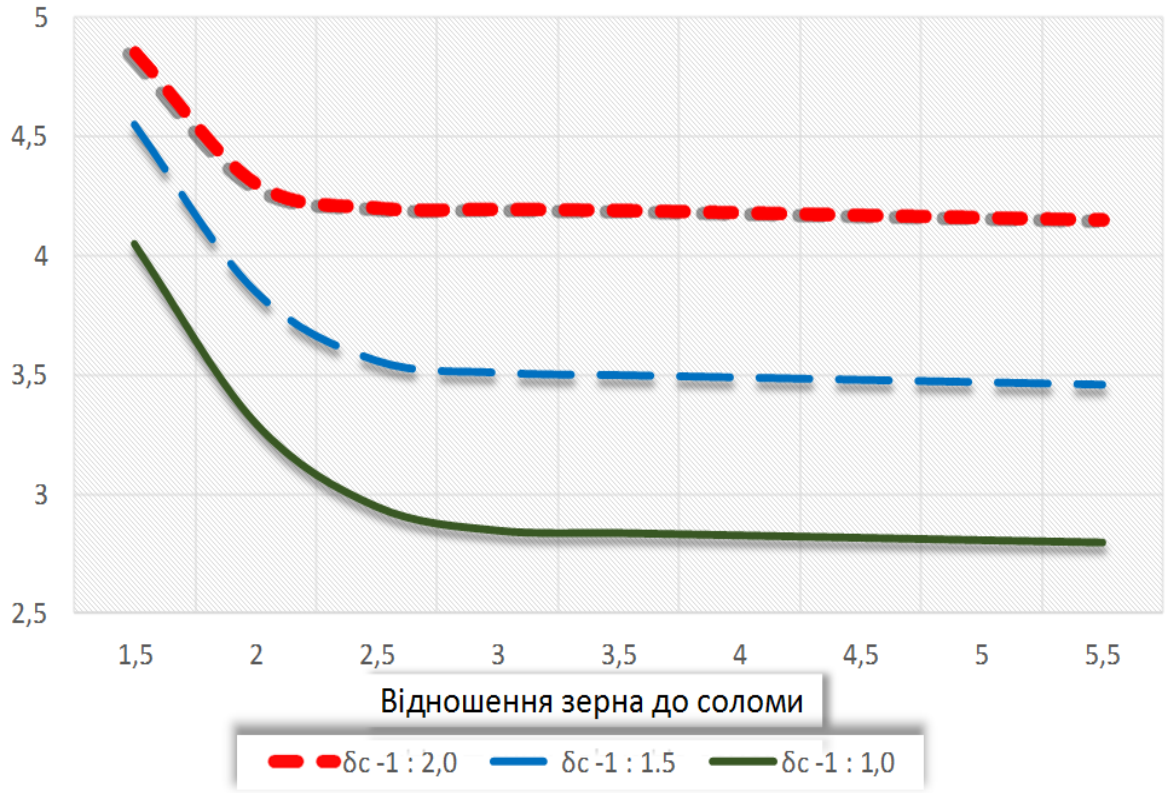


Рис. 3. Залежності питомої витрати палива комбайном Дон-1500Б від урожайності та соломистості.

Так при відношенню зерна до незернової частини маси 1:1,5 різке зниження питомої витрати палива спостерігається при підвищенні урожайності до 2,5 т/га. Наприклад, при урожайності 1,5 т/га питома витрата палива складає 4,52 л/т, а при 2,5 т/га – 3,58 л/т. До того ж при подальшому зростанні урожайності питома витрата зменшується незначно і при 4,5 т/га вона становить 3,52 л/т.

Щодо показника соломистості, то вона теж значно впливає на формування величини питомої витрати палива. При урожайності 4,5 т/га і відношенню зерна до незернової частини 1:1,0 питома витрата палива складає 2,83 л/т, а при тій же урожайності і

соломистості 1:2 відповідно – 4,15 л/т (збільшення на 47%). Крім того соломистість впливає і на точку екстремуму. Так різкий перехід зниження питомої витрати палива для соломистості відбувається при урожайності 2,9 т/га, то при соломистості 1:2 ця зміна відбувається при урожайності 1,9 т/га.

Висновок. Пропонована математична модель розрахунку питомої витрати палива дозволяє більш точно врахувати як технічні так і технологічні характеристики машини і поля. Це в свою чергу дозволить якісніше прогнозувати витрату палива комбайнами при збиранні зернових культур, а також виявити основні фактори, які впливають на її величину. Запрограмована комп'ютерна модель спрощує проведення уточнюючого розрахунку і дозволяє простою зміною параметрів машини чи характеристики поля відразу отримувати величину витрати палива.

Список літератури

1. *Войтюк Д. Г., Надточій О. В., Войтюк В. Д., Демко А. А., Демко О. А.* Моніторинг комбайнового ринку України (частина 1). Науковий вісник Національний університет біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2010. Вип. 144, ч. 4. С. 192–200.
2. *Войтюк Д. Г., Надточій О. В., Войтюк В. Д., Демко А. А., Демко О. А.* Войтюк Д.Г. Моніторинг комбайнового ринку України (частина 2). Науковий вісник Національний університет біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2010. Вип. 144, ч. 5. С. 197–207.
3. *Демко А. А., Надточій О. В., Демко О. А.* Метод визначення пропускної здатності молотильно-сепаруючого пристрою зернозбиральних комбайнів із врахуванням зміни техніко-експлуатаційних характеристик. Науковий вісник Національний університет біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2012. Вип. 212. С.32–35.
4. *Демко А. А., Надточій О. В., Демко О. А.* Визначення залишкової потужності і коефіцієнта завантаження двигуна в залежності відексплуатаційних показників і технічного стану. Науковий вісник Національний університет біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2014. Вип. 196, ч.1. С.101–112.
5. *Демко А. А., Надточій О. В., Демко О. А.* Вплив агробіологічного стану хлібної маси на продуктивність зернозбиральних комбайнів. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків. 2013. Вип. 143. С. 152–160.
6. *Надточій О. В., Тітова Л. Л.* Аналіз динаміки комбайнового ринку України. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. Дослідницьке. 2016. Вип. 20. С. 254–262.
7. *Демко А. А., Надточій О. В.* Динамічна модель розрахунку пропускної здатності молотильно-сепаруючого пристрою зернозбирального комбайна. Науковий вісник Національний університет біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2011. Вип. 166, ч. 5. С. 38–45.
8. *Долгин В. П.* Процедура идентификации функций Лейдермана. Электронное моделирование. 2012. Т. 34. № 6. С. 55–62.

References

1. *Voytyuk, D. G., Nadtochy, O. V., Voytyuk, V. D., Demko, A. A., Demko, O. A.* (2010). Monitoring of combine market of Ukraine (part 1). Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kiev. Vol. 144, part 4. 192–200.
2. *Voytyuk, D. G., Nadtochy, O. V., Voytyuk, V. D., Demko, A. A., Demko, O. A.* (2010). Monitoring of combine market of Ukraine (part 2). Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kiev. Vol. 144, part 5. 197–207.
3. *Demko, A. A., Nadtochiy, O. V., Demko, O. A.* (2012). Method of determining the throughput of the threshing and separating devices combine harvesters to reflect changes in the technical and operational characteristics. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kiev. Vol. 212. 32–35.
4. *Demko, A. A., Nadtochiy, O. V., Demko, O. A.* (2014). Determination of residual capacity and load factor of the engine based on dexploitation indicators and technical condition. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kiev. Vol. 196, part 1. 101–112.
5. *Demko, A. A., Nadtochiy, O. V., Demko, O. A.* (2013). Influence agrobiological condition of grain mass on the performance of combine harvesters. Bulletin of Kharkov National Technical University of Agriculture named Peter Vasilenko. Kharkov. Vol. 143. 152–160.
6. *Nadtochiy, O. V., Titova, L. L*. (2016). Analysis of the dynamics of a combine market of Ukraine. Technical and technological aspects of the development and testing of new equipment and technologies for agriculture of Ukraine. Doslidnytske. Vol. 20. 254–262.
7. *Demko, A. A., Nadtochiy, O. V.* (2011). Dynamic model for calculating capacity of threshing and separating devices combine harvesters. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kiev. Vol. 166, part 5. 38–45.
8. *Dolgin V. P.* (2012). Identification procedure functions Leiderman. Electromechanical Modeling. Vol. 34. No. 6. 55–62.

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ФАКТОРОВ НА РАСХОД ТОПЛИВА ЗЕРНОУБОРОЧНЫМ КОМБАЙНОМ

А. В. Надточий, Л. Л. Титова

Аннотация. *В статье описана модель расчета расхода топлива на единицу продукции, собранной зерноуборочным комбайном, в зависимости от потребительских качеств конкретной марки комбайна и характеристик условий уборки в сельскохозяйственном предприятии. Модель базируется на разграничении затрат топлива комбайном при выполнении основной работы по обмолоту зерновой массы, затратах при поворотах в конце загона, при выгрузке зерна и осуществлении различных видов переездов.*

Для этого оцениваются удельные затраты времени за смену и фактический удельный расход топлива двигателем.

Расчет удельного расхода топлива двигателем базируется на зависимости от коэффициента использования паспортной мощности. Полученная математическая модель позволяет установить влияние отдельных факторов, характеризующих условия уборки, на удельный расход топлива зерноуборочным комбайном. По модели установлены зависимости изменения удельного расхода топлива от урожайности на поле и и соломисті зерновой части. В качестве исходных данных были приняты показатели работы зерноуборочного комбайна Дон-1500Б, которых на Украине насчитывается более 30 тыс. Получено, что удельный расход топлива снижается с повышением урожайности. При этом наблюдаются характерные участки резкого снижения (до 40%) и участки незначительного снижения (1-3%). При соотношении зерна к незерновой части 1:1,5 на резкое снижение удельного расхода наблюдается при изменении урожайности до 2,5 т/га. Выявлено, соломистість является значимым фактором, который влияет на расход топлива зерноуборочным комбайном. При урожайности 4,5 т/га и соломистості 1:1,0 удельный расход составляет 2,83 л/т. Интересно, что при увеличении соломистості вдвое удельный расход топлива увеличивается на 47% до 4,15 л/т. Разработанная математическая модель была положена в основу компьютерной реализации алгоритма расчета. Разработана программа на Delphi позволяет прогнозировать витрате топлива комбайнами при уборке зерновых культур и выявлять основные факторы, существенно влияющие на эту величину. Это позволило более точно рассчитывать эксплуатационные показатели использования комбайнов и осуществлять качественную сравнительную оценку характеристик машин для будущего оптимального приобретения и дальнейшего использования.

Ключевые слова: ***зерноуборочный комбайн, модель, удельный расход топлива, соломистість, урожайность, алгоритм***

ASSESSMENT OF IMPACT OF FACTORS ON FUEL CONSUMPTION BY COMBINE HARVESTER

O. V. Nadtochiy, L. L. Titova

Abstract. *The article describes the model of calculation of fuel consumption per unit of products collected by a combine harvester, depending on the consumer qualities of a specific combine harvester and the characteristics of the conditions of harvesting in an agricultural enterprise. The model is based on the differentiation of fuel consumption*

by the combine while performing the basic work on the grain mill threshing, the costs of the bends at the end of the unit, the unloading of grain and the implementation of various types of crossings. For this purpose, the specific time consumption per shift and the actual specific fuel consumption of the engine are estimated.

The calculation of the specific fuel consumption of the engine is based on the coefficient of use of passport capacity. The obtained mathematical model allows to establish the influence of individual factors characterizing the conditions of collection, on the specific fuel consumption of grain harvesting combine. According to the model, the dependencies of the change in the specific fuel consumption on the yield on the field and on the straw of the grain part are determined. As input data, performance indicators of the combine harvester Don-1500B were adopted, which in Ukraine there are more than 30 thousand. It is estimated that the specific fuel consumption is reduced with higher yields. At the same time, there are characteristic areas of a sharp decline (up to 40%) and areas of a slight decrease (1-3%). In the ratio of grain to nonzero part 1:1,5 a sharp decrease in specific costs is observed when the yield varies to 2,5 t/ha. It has been found that straw is a significant factor affecting the fuel consumption of a combine harvester. With a yield of 4.5 t/ha and straw 1:1.0, the specific consumption is 2.83 l/t. It is interesting that when the straw density increases twice, the specific fuel consumption increases by 47% to 4.15 l/t. A mathematical model is developed. was the basis for the computer implementation of the calculation algorithm. The developed Delphi program allows you to predict the cost of fuel for combines when harvesting grain crops and identify the main factors that significantly affect this value. This allowed us to more accurately calculate the operational performance of combine harvesters and to carry out a qualitative comparative assessment of the characteristics of machines for the future optimal purchase and subsequent use.

Key words: ***combine harvester, model, specific fuel consumption, straw, yield, algorithm***

УДК 539.3 + [678.023.3 + 678.027]. 001.57

АНАЛІЗ НЕУСТАЛЕНОГО ГРАВІТАЦІЙНОГО РУХУ ТА ХВИЛЕУТВОРЕНЬ СИПКОГО МАТЕРІАЛУ В ЄМКОСТІ ПРИ ЗМІННОМУ КУТІ ВНУТРІШНЬОГО ТЕРТЯ

І. М. Сівак, Ю. В. Човнюк, кандидати технічних наук
Національний університет біоресурсів і природокористування України
e-mail: sivakim@ukr.net

Анотація. *Аналіз неусталеного гравітаційного руху та хвилеутворень сипкого матеріалу в ємкості при змінному куті внутрішнього тертя, всебічний аналіз неусталеного гравітаційного руху та можливих хвилеутворень сипкого матеріалу в ємкості при змінному куті внутрішнього тертя останнього, встановлення основних закономірностей витоку сипкого матеріалу у вертикальній ємності циліндрично-конічного типу (бункер/силос) за т.з. другою формою витоку із врахуванням стискування вказаного матеріалу/середовища та неустановленого характеру руху також встановлено основні властивості витоку сипких матеріалів з бункерів і хвилеутворень, які його супроводжують.*

Ключові слова: ***гравітація, рух, хвилеутворення, аналіз***

Постановка проблеми. Відомо, що існує три цікавих з практичної точки зору аспекти поведінки сипкого матеріалу, котрий витікає з бункера і завантажувальних пристроїв: порушення течії, кінематика потоку й виток (кількісна оцінка останнього) [1].

В бункерах і завантажувальних пристроях існує два основних типи гравітаційних течій (рис. 1, а,в). За «масового» потоку (рис. 1,а) більша частина сипкого матеріалу рухається у напрямку до виходу, при «закруткоподібному» потокові (рис. 1,в) частинки рухаються тільки в центральній частині вихідного отвору. У першому випадку головна причина порушення руху полягає в утворенні склепінь або зависань, при цьому матеріал підтримується стінками (рис. 1,б), тоді як в останньому випадку порушення руху може відбутися шляхом утворення в матеріалі порожньої центральної труби, і тоді рух називають «трубчастим» (рис. 1,г). Ці та інші порушення руху розглядались у роботі. [2]

У обох випадках (як при зависанні, так і при утворенні трубок) матеріал повинен бути ущільненим настільки, щоб досягнутий рівень

© І. М. Сівак, Ю. В. Човнюк, 2017

міцності (граничне напруження лавинного руху) був достатнім для витримування ваги сипкого матеріалу. Отже, в ущільненому сипкому матеріалі виникають порушення руху (особливо при необмежено високій межі текучості), і вони залежать не тільки від властивостей матеріалу, але й від геометрії завантажуючого пристрою, що справляє суттєвий вплив на розподіл зусиль у системі. У зв'язку з цим виникає низка проблем, які необхідно вирішити, у сфері конструювання та розрахунків подібних систем.

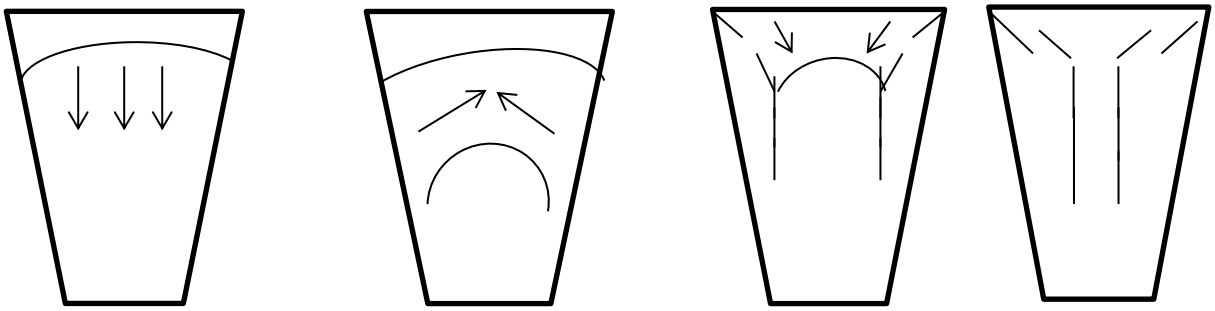


Рис. 1. Схематичне представлення «масового» руху сипкого матеріалу: у завантажувальному пристрої (а); утворення склепіння (б); закруткоподібного потоку (в) і руху типу «труба» (г).

Необхідно розробити методи конструювання та визначити критерії для створення бункерів та завантажувальних пристроїв, у котрих не виникали б подібні порушення руху сипких матеріалів.

Аналіз останніх досліджень. У сільськогосподарському машинобудуванні зернові та тукові сівалки, завантажувачі сівалок, кормороздавачі, зернові комбайни та інші машини мають бункери з різною формою вихідних отворів. Найбільш часто зустрічаються круглі, прямокутні отвори.

Виток сипких тіл з бункерів за несприятливих умов може довільним чином перериватись завдяки утворенню над вихідним отвором склепоутворень та зависань [3–8]. Причинами виникнення склепоутворень, які заважають витоку матеріалу, є недостатні розміри, й невдала форма вихідних отворів бункерів та їх конструкція (зокрема, напружено-деформований сан цієї конструкції) визначаються фізико-механічними властивостями як сипких матеріалів, так і оболонки силосів бункерів, а також геометричними розмірами вказаних конструкцій.

У роботах [9–12] встановлено основні властивості витоку сипких матеріалів з бункерів, а також хвиле утворень, які його супроводжують. Результати цитованих робіт використані у даному дослідженні для створення основ теоретичних (чисельно-аналітичних) розрахунків напружено-деформованого стану оболонок

силосів/бункерів суттєво змінюються у процесі їх завантаження/розвантаження сипкими матеріалами, особливо після тривалого зберігання останніх всередині таких конструкцій, яке неминуче супроводжується виникненням склепоутворень, котрі необхідно спочатку зруйнувати, наприклад, впливом вібраційних полів (певної частоти, амплітуди й поляризації).

Мета досліджень полягає у встановленні основних закономірностей витоку сипкого матеріалу у вертикальній ємності циліндрично-конічного типу (бункер/силос) за т.з. другою формою витоку із врахуванням стискування вказаного матеріалу/середовища та неустановленого характеру руху. У роботі розглянуті плоскі ємкості (бункери) та круглі (силоси).

Результати досліджень. Друга форма витоку сипкого матеріалу (наприклад, зерна) з вертикальної ємкості характеризується переміщенням всієї його маси єдиним стовпом, зверху донизу ємкості. При цьому не виникають утворення самостійних ліній витоку з суттєвим їх зміщенням одної відносно іншої, тобто швидкості руху всіх часинок середовища, які попадають у один горизонтальний переріз, рівні між собою. Особливості виникнення двох форм витоку детально описані у [7].

Розв’язок задачі про виток сипкого матеріалу з вертикальної ємкості має досить важливе значення. Зокрема, при витоку сипкого матеріалу саме за другою формою виникає підвищений тиск на стінки силосів, який значно перевищує розрахункові значення тисків, знайдених за теорією Янсена-Кенена [1]. Будемо розглядати рух стиснутого нелінійно пружного сипкого середовища у вертикальній ємності, який виникає під дією власної ваги середовища при відкритті отвору у нижній частині ємності (рис. 2).

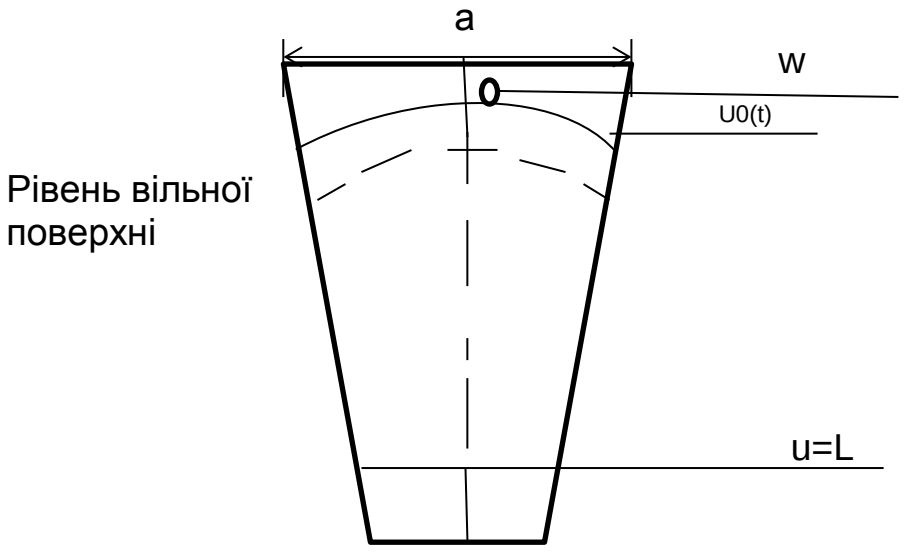


Рис. 2. Геометрія задачі: a – ширина бункера/силоса.

Вважаємо, що щільність середовища q залежить від напруженого стану у розглядуваній точці, тобто q=q(b), де b – напруження у даній точці.

Для компонентів напруження приймаються справедливими асиметричні залежності, отримані з рівнянь рівноваги й умови граничної рівноваги [12].

Маємо дві основні невідомі функції: H=H(v,t) – нормальне горизонтальне напруження (v – вертикальна координата (рис. 2), t – час) та V=V(v,t) – модуль вектора швидкості. Врахування спускування середовища зобов`язує вважати V функцією не тільки часу t, але і координати U. Початок координат системи (U, W) суміщуємо з поверхнею сипкого матеріалу у початковий момент часу t=0 (рис. 1).

«Вертикальне» напруження S(u,w,t) виражається через H(u,t) за формулою:

$$S(u,w,t)=H(u,t)\cdot\varphi(w), \qquad (1)$$

де: коефіцієнт φ (w) знайдений з умови граничної рівноваги й визначається формулами [12]:

$$\varphi(w)=\frac{1}{cos\varphi^2}\cdot(1+2\sin\cdot\sqrt{1-\xi^2\cdot m^2}+sin^2\varphi);\ \xi=\frac{2W}{a};\ m=\frac{f}{tg\varphi} \qquad (2)$$

де: ξ – приведена координати W, m – виражена коефіцієнтом тертя стійкого матеріалу зі стінкою (f) до коефіцієнту внутрішнього тертя ($tg\varphi$), φ – кут внутрішнього тертя (10).

Саме залежныть H(u,t) і V(u,t) тільки від однієї координати (U) й часу (t) дозволяє звести задачу про неусталений рух стискуваного стійкого середовища у ємності за другою формою витоку при змінному куті внутрішнього тертя до дослідження одновимірного руху.

При розв`язуванні динамічної задачі будемо приймати до уваги середньо інтегральне (по перерізу) вертикальне напруження S=H*s_i.

Тобто будемо складати динамічні умови рівняння для елементу висотою 24 й площею F або шириною a у плоскій задачі). Оскільки у цьому випадку випадку напруженості стан у кожній точці визначається напруженням H:δ= δ(H), можна вважати,що цілісність середовища є функцією величини H:ρ= ρ(H).

Крім того, останнє дає змогу стверджувати, що ρ також є функцією двох незалежних змінних U та t,тобто у будь-який момент часу у межах одного горизонтального перерізу (U=const) щільність середовища зберігає постійну величину.

1. Розв`язок задачі для неусталеного режиму руху із врахуванням спускуваності середовища при постійному куті внутрішнього тертя. Слід зазначити ,що врахування змінності кута внутрішнього тертя є досить важливим моментом у вирішенні

задач,пов`язаних із дослідженням граничної рівноваги стійкого середовища. Причому величина φ суттєво залежить від зміни щільності середовища. Так, наприклад, за даними, наведеними, у [8], зміна щільності, наприклад, піску на 4…5 % призводить до зміни коефіцієнту внутрішнього (12) тертя майже у 2 рази. Ми будемо вважати, що величина φ, як і щільність середовища,визначається напруженим станом у розглядуваній точці $\varphi = \varphi(\delta)$ або $\varphi = \varphi(\mathrm{H})$.

Диференціальне рівняння руху середовища має вид:

$$\frac{Si}{g*\rho(\mathrm{H})}*\frac{\partial \mathrm{H}}{\partial \mathrm{U}} + \frac{H}{Mi} + \frac{1}{g} * \frac{dV}{dt} \text{-1=0,} \qquad (3)$$

де:

$$\frac{dV}{dt}=\frac{\partial \mathrm{V}}{\partial \mathrm{t}} + \mathrm{V}*\frac{\partial \mathrm{V}}{\partial H}, \ \mathrm{Mi}=\begin{cases} i=1 & \frac{a}{2}*\frac{\rho g}{f}, \\ i=2, & \frac{a}{4}*\frac{\rho g}{f} \end{cases} \qquad (4)$$

де: Si-(i=1,2) – середні по ширині чи по його ємності значення коефіцієнтів φ(w) й $\varphi(r)$ пропорціональності між вертикальним і горизонтальним напруженнями, r – радіус у поперечному перерізі силосу який відраховується від вісі цього силосу:

$$\mathrm{Si}=\begin{cases} i=1 \\ i=2 \end{cases}, \text{ при i=1} \rightarrow \frac{1}{a} * \int_{-\alpha/2}^{\alpha/2} \psi(w)dw; \text{ при i} = 2 \rightarrow \frac{1}{F} * \int_F \psi(r)dF. \qquad (5)$$

У подальшому зручно ввести позначення: $\mathrm{Ti}=\frac{1}{Mi} * g *$ ρ(H), де g=9.8м/c^2, і користуватись рівнянням руху у формі:

$$\mathrm{Si}=\frac{\partial \mathrm{H}}{\partial \mathrm{U}} + \mathrm{Ti}*\mathrm{H} + \left(\frac{\partial \mathrm{V}}{\partial \mathrm{t}} + \mathrm{v}*\frac{\partial \mathrm{V}}{\partial H}\right) * \rho(H) - g * \rho(H) = 0 \, . \qquad (6)$$

Зазначимо, що коефіцієнт Ti, як і Si, не залежить від H. Дійсно, у випадку плоскої задачі $\mathrm{T1}=\frac{2t}{a}$, а у випадкупросторовоївісісиметричноїзадачі $\mathrm{T2}=\frac{4t}{d}$, d=a, діаметр силоса з круговим отвором).

Як відомо,умова цілісності стискування середовища у випадку неуставленого режиму руху має вид:

$$\frac{\partial g}{\partial \mathrm{t}} + \mathrm{V}*\frac{\partial \rho}{\partial \mathrm{U}} + \rho * \frac{\partial \mathrm{V}}{\partial \mathrm{U}}=0. \qquad (7)$$

Приймаючи до уваги ,що $\rho = \rho(H)$, виражаємо:

$\frac{\partial \rho}{\partial \mathrm{J}}=\frac{d\rho}{dH}*\frac{\partial \mathrm{H}}{\partial \mathrm{J}}=\rho`(H) * \frac{\partial \mathrm{H}}{\partial \mathrm{J}}$, J=ξ*f=f*$\frac{2w}{a}$, тоді умови суцільності залишаться у наступному вигляді:

$$\mathrm{V}*\frac{\partial \mathrm{H}}{\partial \mathrm{U}} + \frac{\partial \mathrm{H}}{\partial \mathrm{t}} + \frac{\rho(H)}{\rho`(H)} * \frac{\partial \mathrm{V}}{\partial \mathrm{U}} = 0. \qquad (8)$$

Маємо систему двох квазілінійних диференціальних рівнянь першого порядку відносно двох невідомих функцій – H(U,t) iV(U,t):

$$\begin{cases} Si * \frac{\partial \mathrm{H}}{\partial \mathrm{U}} + \rho(H) * \left(V * \frac{\partial \mathrm{V}}{\partial \mathrm{U}} + \frac{\partial \mathrm{V}}{\partial \mathrm{t}}\right) + Ti * H - g * \rho(H) = 0 \\ V * \frac{\partial \mathrm{H}}{\partial \mathrm{U}} + \frac{\partial \mathrm{H}}{\partial \mathrm{t}} + \frac{\rho(H)}{\rho`(H)} * \frac{\partial \mathrm{V}}{\partial \mathrm{U}} = 0 \end{cases} \quad (9)$$

Знайдемо диференціальні рівняння характеристик основної системи.

Вважаємо у (а): $\frac{\partial H}{\partial \mathrm{t}} = \frac{dH}{dt} - \frac{\partial \mathrm{H}}{\partial \mathrm{U}} * \frac{dU}{dt}$; $\frac{\partial \mathrm{V}}{\partial \mathrm{t}} = \frac{dV}{dt} - \frac{\partial \mathrm{V}}{\partial \mathrm{H}} * \frac{dU}{dt}$.

Отримаємо алгебраїчну систему рівнянь відносно частинних похідних по U:

$$\begin{cases} Si * \frac{\partial \mathrm{H}}{\partial \mathrm{U}} + \rho(H) * \left(V - \frac{dU}{dt}\right) * \frac{\partial \mathrm{H}}{\partial \mathrm{U}} + \rho(H) * \frac{dV}{dt} + Ti * H - g * \rho(H) = 0 \\ \left(V - \frac{dU}{dt}\right) * \frac{\partial \mathrm{H}}{\partial \mathrm{U}} + \frac{\rho(H)}{\rho`(H)} * \frac{\partial \mathrm{V}}{\partial \mathrm{U}} + \frac{dH}{dt} = 0 \end{cases} \quad (10)$$

Прирівнюючи до нуля детермінант системи(10) матимемо диференціальні рівняння полів напрямків характеристик:

$$\frac{dU}{dt} = \mathrm{V} \pm \sqrt{Si * \frac{dH}{d\rho}}. \quad (11)$$

Величину $\mu(H) = \sqrt{Si * \frac{dH}{d\rho}}$ у подальшому будемо називати місцевою приведеною швидкістю звуку:

$$\frac{dU}{dt} = V(U,t) \pm \mu * [H(U,t)]. \quad (12)$$

Маємо дві дійсних сім`ї характеристик. Таким чином система диференціальних рівнянь є системою гіперболічного типу. Рівняння (12) визначають швидкості переміщень ліній слабкого розриву (характеристик) Ni.

Перша сім`я характеристик (прямі хвилі):

$$N_1 = V(u,t) + \mu[H(u,t)]. \quad (13)$$

Друга сім`я характеристик (зворотні хвилі):

$$N_2 = V(u,t) - \mu * [H(u,t)]. \quad (14)$$

Швидкості розповсюдження прямих і зворотніх хвиль відповідно дорівнюють:

$$\begin{matrix} Q_1 = N_1 - V(u,t) = \mu * [H(u,t)]; \\ Q_2 = N_1 - V(u,t) = -\mu * [H(u,t)]. \end{matrix} \quad (15)$$

Для отримання повної системи диференціальних рівнянь характеристик прирівнюємо до кута детермінант чисельника у виразах для чисельних похідних систем (9).

Маємо:

$$\begin{vmatrix} p(H) * \frac{dv}{dt} + T_i * H - q * p(H); v - \frac{du}{dt} \\ \frac{dH}{dt}; \frac{dH}{dp} \end{vmatrix} = 0. \quad (16)$$

Підставляючи у детермінантвирази для (у відповідності з (12)) й виключаючи за допомогоювиразу для , матимемо:

$$\frac{S_i}{\mu(H)} * \frac{dH}{dt} \pm \left[p\,(H) * \frac{dv}{dt} + T_i * H - q * p(H) \right] = 0 \qquad (17)$$

Повні системи диференціальних систем характеристик записується наступним чином:

Першісім`я (прямі хвилі):

$$\frac{du}{dt} = V + \mu(H);\ \frac{S_i}{\mu(H)}\ dH + p(H)dv + [T_i * H - q * p(H)]dt = 0. \qquad (18)$$

Друга сім`я (звортні/обернені хвилі):

$$\begin{cases} \frac{du}{dt} = V - \mu(H); \\ \frac{S_i}{\mu(H)} dH - p(H)dv - [T_i H - q * p(H)]dt = 0 \end{cases}. \qquad (19)$$

Позначимо загальні інтеграли диференціальних рівнянь характеристик:

- першої сім'ї: α = α(u,t) = const;
- другої сім`ї: β = β(u,t) = const. (20)

Приймаємо αіβ за нові незалежні змінні. Тоді будемо мати чотири шукані функції:

u = u(α;β); t = t(α;β); H = H(α;β); V = V(α;β).

Оскільки впродовж характеристик першої сім`ї: $du = \frac{\partial u}{\partial \beta}\ \alpha\beta$; а впродовж характеристик другої сім`ї: $du = \frac{\partial u}{\partial \alpha}\ d\alpha;\ dt = \frac{\partial t}{\partial \alpha} d\alpha;$ $dH = \frac{\partial H}{\partial \alpha} d\alpha;\ \ dv = \frac{\partial v}{\partial \alpha}$, канонічна система чотирьох диференціальних рівнянь з чотирма невідомими функціями має вид:

$$\begin{cases} \frac{\partial \mathrm{u}}{\partial \beta} - [\mathrm{u} + \mu(\mathrm{H})] \frac{\partial \mathrm{t}}{\partial \beta} = 0 \\ \frac{\partial \mathrm{u}}{\partial \beta} - [\mathrm{u} + \mu(\mathrm{H})] \frac{\partial \mathrm{t}}{\partial \mathrm{d}} = 0 \end{cases}. \qquad (21)$$

$$\begin{cases} \frac{Si}{\mu(H)} * \frac{\partial H}{\partial \beta} + \rho(H) \frac{\partial v}{\partial \beta} + [TiH - g * \rho(H)] \frac{\partial t}{\partial \beta} = 0 \\ \frac{Si}{\mu(H)} * \frac{\partial H}{\partial d} + \rho(H) \frac{\partial v}{\partial d} + [TiH - g * \rho(H)] \frac{\partial t}{\partial d} = 0 \end{cases}. \qquad (22)$$

Канонічну систему рівнянь розв`язуємо методом скінченних різниць.

Для проведення розв`язку задачі необхідні дві початкові й дві граничні умови. Такими будуть:

А – початкові умови.

1) При t=0 : H=$H_0 = H(u;0)$; (23)

2) При t=0 :V= $V_0 = V(u;0)$. (24)

– закони розподілу горизонтального тиску і модуля вектора швидкості по висоті ємності у початковий момент часу.

В – граничніумови.

1) При $u=u_0(f)$:$H(u_0(t);t)=0$; (24)

2) При $u=L$: $F[H(L,t);V(L;t)]=0$. (25)

Зміст першої граничної умови – рівність нулю Н на вільній поверхні сипкого матеріалу, яка переміщується. Зміст(фізичної) другої граничної умови – наявність певної залежності між функціями Н та v у місці виходу сипкого матеріалу з ємності. Від цієї залежності визначається типом вихідного пристрою.

Вертикальні напруження S(u;w;t) знаходяться за формулою (1).

Повний розв'язок задачі про виток (тобто розгляд всього процесу вивільнення ємності) зводиться до побудови розв'язку у чотирьох областях, у системах координат (u;t) та (α;β), з котрих при періодично повторюється. (У зв'язку громіздкістю тут не наведений).

2. Розв'язок задачі для неусталеного змінного кута внутрішнього тертя.

Ускладнюємо постановку розібраної вище задачі про неусталений рух стискувань сипкого матеріалу. Будемо вважати, що поряд зі зміною щільності ρ мають місце також змінний кут внутрішнього тертя та змінний коефіцієнт тертя сипкого матеріалу зі стінками ємності. При цьому вважаємо, що величини останніх, як і щільність, є функціями напруженого стану у розглянутій точці середовища. Таким чином, приймаючи до уваги середньо інтегральне по перерізу вертикальне напруження:

$$\varphi = \varphi(H) = \varphi[H(u,t)];f=f(H)=f[H(u,f)]. \quad (26)$$

Врахування змінних значень проявляє себе у наведеному вище рішенні задачі лише у тому сенсі, що коефіцієнт першого рівняння систем (а) будуть змінними, а саме будуть залежити від шуканої функції Н:

$S_i=S_i(H)= S_i(H(u,t))$; $T_i= T_i(H)= T_i(H(u,t))$. (27)

Дійсно:

$$S_1= S_1(H)=\frac{1}{a}\int_{\frac{a}{2}}^{\frac{a}{2}} + (w)dw = \frac{1}{\cos^2(\varphi(H))} * \left\{1 + \sin^2\varphi(H) + \sin\varphi(H) * \left[\sqrt{1+m^2(H)} + \frac{\arcsin\{m(H)\}}{m(H)}\right]\right\};$$

$$S_2=S_2(H)=\frac{1}{F} * \int_F + (r)dF = \frac{1}{\cos^2(\varphi(H))} * \left\{1 + \sin^2\varphi(H) + \frac{4}{3} * \sin\varphi(H) * \frac{\left[1-(1-m^2(H))^{3/2}\right]}{m^2(H)}\right\};$$

$$T_1= T_1(H)=\frac{2*f(H)}{a};$$

$$T_2= T_2(H)=\frac{4f(H)}{d}, d = a, m(H) = f(H)\Big/tg[\varphi(H)].$$

Всі наведені вище рівняння й методика їх застосування (та розв'язку) залишаються тими ж. Слід тільки ввести коефіцієнти у рівняння системи, яке подається у скінченно – різницевій формулі (з рівнянь (21), (22)).

Висновки

1. Як показують експериментальні дані (7), на початку витоку сипкого матеріалу із силосу за другої форми витоку мають місце значні підвищення горизонтального тиску на його сінки, котрі набагато перевищують значення тиску, отриманого за формулою Янсена – Канена (1). Це явище не схильні пояснити наступним чином. При відкритті заслінки силосу відбувається падіння вертикальних тисків. Це неминуче призводить до розкрихкування сипкого матеріалу й до зменшення кута внутрішнього тертя. Причому навіть невелике розкрихкування може суттєво вплинути на зміну α. Падіння значення кута внутрішнього теря викликає зменшення коефіцієнту S_i. Оскільки $H = \frac{p}{S_i}$, зрозуміло, що коли коефіцієнт S_i зменшується у більше число разів, ніж тиск p, завжди повинно мати місце підвищення горизонтального тиску на стінки силосу. Іншими словами, при відкритті заслінки силосу властивості сипкого матеріалу наближаються до властивостей ідеальної рідини.

2. При досить швидкому (миттєвому) відкритті заслінки силосу виникає стрибкоподібна зміна величини тиску p у перерізі X=L, що може призвести до утворення хвилі сильних розривів, яка розповсюджується у силосі.

3. Отримані у роботі результати можуть у подальшому слугувати для уточнення і вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку силосівциліндрично – конічної форми, як на стадії їх проектування/конструювання, так і у режимах реальної експлуатації при навантаженні/розвантаженні сипких(типу зернових) матеріалів, а також для визначення компонент напружено-деформованого стану оболонки силосу.

Список літератури

1. *Тадмор З., Гогос К.* Теоретические основы переработки полимеров. Москва. Химия. 1984. 632 с.
2. *Johanson I. R.* Feeding. Chem. Eng. 1969. No 10. P. 75–82.
3. *Ишлинский А. Ю.* О плоском движении песка. Украинский математический журнал. 1954. Т. VI. P. 4.
4. *Shield R. T.* Mixed boundary value problems in Soil Mechanics. Quart. Appl Math-1953. Vol. 11. No 1. P. 61–75.
5. *Соколовский В. В*. Статика сыпучей среды. Москва. Гостехиздат. 1954. 320 с.
6. *Кочин Н. Е., Кубель И. А., Розе Н. В.* Теоритическая гидромеханика. Москва. ОГИЗ. 1948. 220 с.
7. *Бернштейн М. С.* Форма устечения и давления зерна в силосах. Исследовательские работы по конструкциям. Москва. Стройиздат. 1982. С. 194.
8. *Бернштейн М. С., Иммерман А. Г.* О статических свойствах несвязного тела в предельном равновесиию. Массивны конструкции. Москва. 1952. 120 с.
9. *Ишлинский А. Ю., Зволунский Н. В., Степаненко И. З.* К динамике ґрунтових масс. Доклады АН СССР. 1954. Т. 5. С. 4.

10. *Рахматулин Х. А.* О распространении плоских волн в упругой среде при нелинейной зависимости напряжений от деформации. Ученые записки МГУ. 1951. Вып. 152. С. 123.
11. *Гениев Г. А.* Теория установившейся движения сыпучей среды. Исследование прочности и пластичности и ползучести строительних материалов. Москва. 1955. 180 с.
12. *Гениев Г. А.* Вопросы динамики сыпучей среды. Сборник статей ЦНИИСК. Москва. 1958. Вып. 2. 124 с.

References

1. *Tadmor, Z., Gogos, K.* (1984). Theoretical foundations of polymer processing. Moscow. Chemistry. 632.
2. *Johanson, I. R.* (1969). Feeding. Chem. Eng. No 10. 75–82.
3. *Ishlinskii, O. Yu.* (1954). In the flat sand. Ukrainian mathematical journal. T. VI. 4.
4. *Shield, R. T.* (1953). Mixed boundary value problems in Soil Mechanics. Quart. Appl Math. Vol. 11. No 1. 61–75.
5. *Sokolovsky, V. V.* (1954). Statics of granular medium. Moscow. Gostehizdat. 320.
6. *Cochin, N. E., Kubel, I. A., Rose, N. V.* (1948). Theoretical hydromechanics. Moscow. Ogiz. 220.
7. *Bernstein, M. S.* (1982). Form of ostecenja and pressure of grain in silos. Research work on the structures. Moscow. Stroyizdat. 194.
8. *Bernstein, M. S., Immerman, A. G.* (1952). On the statistical properties of incoherent body to the limit ravnovesiya. The massive structure. Moscow. 120.
9. *Ishlinskii, O. Yu., Zwolinski, N. V., Stepanenko, I. Z.* (1954). Dynamics runovich masses. Reports of the USSR Academy of Sciences. Vol. 5. 4.
10. *Rakhmatulin, Kh. A.* (1951). On the propagation of plane waves in an elastic medium with non-linear dependence of stress from deformation. Scientific notes of Moscow state University. Vol. 152. 123.
11. *Geniev, G. A.* (1955). Theory of the steady motion of a granular medium. Study of strength and ductility and creep stroitelnyh materials. Moscow. 180.
12. *Geniev, G. A.* (1958). Problems of dynamics of the granular medium. A collection of articles given. Moscow. Vol. 2. 124.

АНАЛИЗ НЕСТАНДАРТНОГО ГРАВИТАЦИОННОГО ДВИЖЕНИЯ И ВОЛНООБРАЗОВАНИЙ СЫПУЧЕГО МАТЕРИАЛА В ЕМКОСТИ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ УГЛЕ ВНУТРЕННЕГО ТРЕНИЯ

И. Н. Сивак, Ю. В. Човнюк

Аннотация. *Анализ неустановившегося гравитационного движения и волнообразований сыпучего материала в емкости при переменном углу внутреннего трения, всесторонний анализ неустановившегося гравитационного движения и возможных волнообразований сыпучего материала в емкости при переменном углу внутреннего трения последнего, выяснение основних закономірностей витока сыпучего материала в вертикальне ёмкости цилиндрически-конического типа (бункер/силос) за т.н. другой формой витока с учётом сжимания указаного материала/ среды и неустановленого характера движения, также*

установлено основне качества витока сипучих материалов из бункеров и волнообразований, которые ему сопутствуют.

Ключевые слова: ***гравитация, движение, волнообразования, анализ***

ANALYSIS OF NON-STANDARD GRAVITATIONAL MOTION AND HUILIATION OF BULK MATERIAL IN CONTAINER AT VARIABLE ANGLE OF INTERNAL FRICTION

I. M. Sivak, Yu. V. Chovnyuk

Abstract. *An analysis of the unsteady gravitational motion and wave formations of bulk material in a container with a variable angle of internal friction, a comprehensive analysis of the unsteady gravitational motion and possible wave formations of bulk material in a container with an alternating angle of internal friction of the latter, elucidation of the basic laws of the flow of bulk material in a vertical cylinder- / silage) for the so-called. another form of the stream, taking into account the contraction of the specified material / medium and the unstated nature of the movement, is also established mainly by the quality of the flow of bulk materials from the bunkers and wave formations that accompany it.*

Key words: ***gravity, motion, waveform, analysis***

УДК 621.865.8

КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ ПРОСТОРОВОГО ПЕРЕМІЩЕННЯ ЛАНОК СТРІЛОВОЇ СИСТЕМИ КРАНА-МАНІПУЛЯТОРА МЕТОДОМ ОДНОРІДНИХ ПЕРЕТВОРЕНЬ ДЕНАВІТА-ХАРТЕНБЕРГА

В. С. Ловейкін, доктор технічних наук
О. О. Сподоба аспірант*
Національний університет біоресурсів і природокористування України
e-mail: sp1309@ukr.net

Анотація. *Обґрунтовано метод однорідних перетворень Денавіта-Хартенберга для визначення кінематичних залежностей переміщення багатоланкової стрілової системи крана-маніпулятора. Орієнтація ланок стрілової системи крана-маніпулятора представлена у матричному вигляді. В даній роботі розв'язана пряма задача кінематики. Вона включає в себе*

***Науковий керівник – доктор технічних наук В. С. Ловейкін**

© В. С. Ловейкін, О. О. Сподоба, 2017

установлено основне качества витока сипучих материалов из бункеров и волнообразований, которые ему сопутствуют.

Ключевые слова: ***гравитация, движение, волнообразования, анализ***

ANALYSIS OF NON-STANDARD GRAVITATIONAL MOTION AND HUILIATION OF BULK MATERIAL IN CONTAINER AT VARIABLE ANGLE OF INTERNAL FRICTION

I. M. Sivak, Yu. V. Chovnyuk

Abstract. *An analysis of the unsteady gravitational motion and wave formations of bulk material in a container with a variable angle of internal friction, a comprehensive analysis of the unsteady gravitational motion and possible wave formations of bulk material in a container with an alternating angle of internal friction of the latter, elucidation of the basic laws of the flow of bulk material in a vertical cylinder- / silage) for the so-called. another form of the stream, taking into account the contraction of the specified material / medium and the unstated nature of the movement, is also established mainly by the quality of the flow of bulk materials from the bunkers and wave formations that accompany it.*

Key words: ***gravity, motion, waveform, analysis***

УДК 621.865.8

КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ ПРОСТОРОВОГО ПЕРЕМІЩЕННЯ ЛАНОК СТРІЛОВОЇ СИСТЕМИ КРАНА-МАНІПУЛЯТОРА МЕТОДОМ ОДНОРІДНИХ ПЕРЕТВОРЕНЬ ДЕНАВІТА-ХАРТЕНБЕРГА

В. С. Ловейкін, доктор технічних наук
О. О. Сподоба аспірант*
Національний університет біоресурсів і природокористування України
e-mail: sp1309@ukr.net

Анотація. *Обґрунтовано метод однорідних перетворень Денавіта-Хартенберга для визначення кінематичних залежностей переміщення багатоланкової стрілової системи крана-маніпулятора. Орієнтація ланок стрілової системи крана-маніпулятора представлена у матричному вигляді. В даній роботі розв'язана пряма задача кінематики. Вона включає в себе*

***Науковий керівник – доктор технічних наук В. С. Ловейкін**

© В. С. Ловейкін, О. О. Сподоба, 2017

визначення положення і орієнтації робочого органу у вибраній системі координат за заданим "значенням" узагальнених координат крана-маніпулятора, однозначно визначаючи його положення, як багатоланкової механічної системи. Отриманні результати кінематичного аналізу планується застосовувати на початковому етапі проектування крана-маніпулятора. Визначено залежності максимальних та мінімальних меж досяжності робочого органу від зміни кутового положення стрілової системи.

У роботі положення і орієнтація робочого органу крана-маніпулятора описані через положення і орієнтацію системи координат, зв'язану з робочим органом по відношенню до інерціальної, базової системи координат. Побудовані номограми характеризують робочу зону крана-маніпулятора. За допомогою графічно зображених залежностей можна знайти положення будь-якої точки на стріловій системі при будь-якому її кутовому положенні. Побудовані номограми дають можливість зрозуміти фізичний зміст залежностей зміни вильоту від зміни кутового положення. Застосовані в роботі однорідні перетворення зручно використовувати для встановлення кінематичних залежностей виконавчих систем кранів-маніпуляторів, опису положення окремих ланок в абсолютній системі координат.

Отримані в роботі результати в подальшому будуть використані при дослідженні динаміки крана маніпулятора та синтезу системи керування.

Ключові слова: ***кінематичний аналіз, кран-маніпулятор, Денавіт-Хартенберг, однорідні перетворення, вектор, система координат, параметр, траєкторія, переміщення***

Постановка проблеми. Область застосування кранів-маніпуляторів безперервно розширюється, їх функції ускладнюються, конструктивні виконання стрілових систем та елементів приводу відрізняються значним різновидом, при цьому використовуються різні системи координат переміщення ланок стрілової системи крана-маніпулятора і різна кількість ступенів вільності робочого органу. Технічний та технологічний рівень крана-маніпулятора залежить від властивостей його кінематичної схеми, яка дає можливість забезпечити бездоганну роботу крана-маніпулятора в заданій зоні обслуговування. Основним питанням при дослідженні кінематичного аналізу крана-маніпулятора при розгляді технологічного процесу виконання розвантажувально-навантажувальних роботах є потреба помістити робочий орган в певне положення з заданою орієнтацією та в певний час.

Аналіз останніх досліджень. Вперше методом однорідних перетворень визначення кінематичних характеристик описаним в

статті скористалися вчені Denavit J., і Hartenberg R. [1]. Методика розрахунку кінематичних залежностей методом однорідних перетворень Денавіта-Хартенберга викладена у посібниках [2–6]. Добрачєв А. А., Раєвска Л. Т. та Швец А. В. в своїй роботі [7] широко розглянули кінематичні аспекти, робочу зону кранів-маніпуляторів для лісової промисловості, але не використовували даний метод. Кінематичного дослідження багатоланкових механізмів.

Метою є дослідження кінематичних властивостей переміщення ланок стрілової системи багатоланкового крана-маніпулятора у трьохмірному евклідовому просторі за допомогою методу однорідних перетворень Денавіта-Хартенберга.

Результати досліджень. Положення і орієнтація робочого органу крана-маніпулятора можуть бути описані через положення і орієнтацію системи координат, зв’язану з робочим органом по відношенню до інерціальної, базової системи координат. З точки зору задачі кінематики механічну систему крана-маніпулятора можна розглянути, як незамкнений багатоланковий кінематичний ланцюг, ланки якого послідовно з’єднані між собою обертальними та зворотно-поступальними зв’язками. Один кінець цього ланцюга закріплений на нерухомому опорно-поворотному механізмі, та зв’язаний з базовою системою координат, а інший кінець вільний та з’єднаний з робочим органом. Кожна кінематична пара складається із ланки та зв'язку, відповідно кран-маніпулятор, зображений на рис. 1, має сім ланок тобто сім ступенів вільності [2].

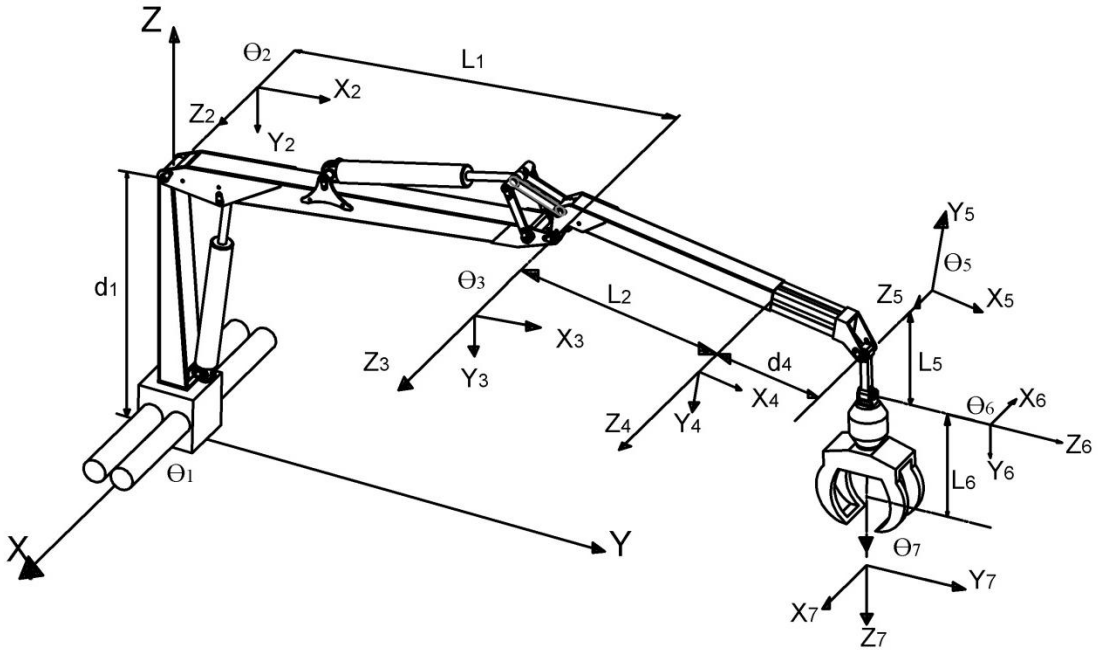


Рис. 1. Формування системи координат крана-маніпулятора.

При дослідженні рухів крана-маніпулятора необхідно знати положення різних точок його ланок в звичайному тривимірному евклідовому просторі. При цьому особливий інтерес представляє положення його кінцевої точки, де розміщений робочий орган. Для отримання відношень положення ланок крана-маніпулятора в тривимірному просторі, які зв'язують декартові координати будь-якої точки крана-маніпулятора в системі координат нерухомої основи з її узагальненими координатами, зручно зв'язувати з кожною ланкою маніпулятора в ортогональній системі координат. Сукупність положення і орієнтації робочого органу можна описати за допомогою матричного подання для опису просторової геометрії маніпулятора, яким вперше скористався Денавіт і Хартенберг [1]. Суть його методу полягає у формуванні однорідної матриці перетворення розмірністю 4x4, яка описує положення системи координат кожної ланки відносно системи координат попередньої ланки. Це дає можливість послідовно перетворювати координати робочого органу крана-маніпулятора із системи відліку зв'язаної з останньою ланкою, в базову систему відліку, яка є інерціальною системою координат. Однорідна матриця перетворення має вигляд [8]:

$$A = \begin{bmatrix} R_{3x3} & L_{3x1} \\ P_{1x3} & M \end{bmatrix}, \tag{1}$$

де: R_{3x3} – матриця повороту Ейлерових кутів 3x3; L_{3x1} – матриця положення початку координат повернутої системи відліку відносно абсолютної; P_{1x3} – матриця перетворення перспективи; M – масштабний коефіцієнт.

Матриця R_{3x3} записується:

- для повороту навколо осі OX на кут α:

$$R_\alpha = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\alpha & -\sin\alpha \\ 0 & \sin\alpha & \cos\alpha \end{bmatrix}; \tag{2}$$

- для повороту навколо осі OY на кут β:

$$R_\beta = \begin{bmatrix} \cos\beta & 0 & \sin\beta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin\beta & 0 & \cos\beta \end{bmatrix}; \tag{3}$$

- для повороту навколо осі OZ на кут θ:

$$R_\theta = \begin{bmatrix} \cos\theta & -\sin\theta & 0 \\ \sin\theta & \cos\theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \tag{4}$$

Геометричні параметри кожної ланки крана-маніпулятора в декартовій системі координат найпростіше записати у матричному вигляді. Кожна матриця описує положення ланки крана маніпулятора відносно абсолютної системи координат X,Y,Z [9]. У відповідності до рис. 1 кран-маніпулятор має сім ланок. Оскільки ланки маніпулятора можуть здійснювати обертовий та зворотно-поступальний рухи відносно абсолютної системи відліку, для кожної ланки визначається система координат,яка зв'язує ланки між собою, осі якої паралельні осям зчленування ланок. Переміщення та поворот кожної ланки стрілової системи крана-маніпулятора в декартовій системі координат описуються наступними матрицями:

$$A_1^0 = \begin{bmatrix} Cos\theta_1 & 0 & Cos\theta_1 & 0 \\ Cos\theta_1 & 0 & Cos\theta_1 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & d_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (5)$$

$$A_2^1 = \begin{bmatrix} Cos\theta_2 & -Sin\theta_2 & 0 & L_2Cos\theta_2 \\ Sin\theta_2 & Cos\theta_2 & 0 & L_2Sin\theta_2 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (6)$$

$$A_3^2 = \begin{bmatrix} Cos\theta_3 & -Sin\theta_3 & 0 & L_3Cos\theta_3 \\ Sin\theta_3 & Cos\theta_3 & 0 & L_3Sin\theta_3 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (7)$$

$$A_4^3 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & d_4 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (8)$$

$$A_5^4 = \begin{bmatrix} Cos\theta_5 & -Sin\theta_5 & 0 & L_5Cos\theta_5 \\ Sin\theta_5 & Cos\theta_5 & 0 & L_5Sin\theta_5 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (9)$$

$$A_6^5 = \begin{bmatrix} Cos\theta_6 & -Sin\theta_6 & 0 & L_6Cos\theta_6 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ Sin\theta_6 & Cos\theta_6 & 1 & L_6Sin\theta_6 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (10)$$

$$A_7^6 = \begin{bmatrix} Cos\theta_7 & -Sin\theta_7 & 0 & 0 \\ Sin\theta_7 & Cos\theta_7 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (11)$$

Для отримання координат положення робочого органу крана маніпулятора необхідно перемножити матриці (5)–(11). В результаті чого отримаємо матрицю, яка описує положення та орієнтацію робочого органу в абсолютній системі координат,

$$T_7 = A_1^0 A_2^1 A_3^2 A_4^3 A_5^4 A_6^5 A_7^6 = \begin{bmatrix} n_x & o_x & a_x & p_x \\ n_y & o_y & a_y & p_y \\ n_z & o_z & a_z & p_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (12)$$

де: $\vec{n}, \vec{o}, \vec{a}, \vec{p}$ – проекції одиничних векторів на осі інерціальної системи координат.

З матриці (12) отримано наступні вектори по осях x, y, z.

Вектор нормалі до робочого органу: по осі x

$$n_x = Sin\theta_1(Cos\theta_7 \cdot Sin\theta_6 + Cos\theta_6 \cdot Sin\theta_7) - Cos\theta_1 - (Cos\theta_2 \times \times Cos\theta_3 \cdot Cos\theta_5 + Cos\theta_5 \cdot Sin\theta_2 \cdot Sin\theta_3 + Cos\theta_3 \cdot Sin\theta_2 \cdot Sin\theta_5 + + Cos\theta_2 \cdot Sin\theta_3 \cdot Sin\theta_5) \times (Cos\theta_6 \cdot Cos\theta_7 - Sin\theta_6 \cdot Sin\theta_7); \quad (13)$$

по осі y:

$$n_y = -Cos\theta_3 \cdot Cos\theta_6 \cdot Cos\theta_7 \cdot Sin\theta_1 \cdot Sin\theta_2 \cdot Sin\theta_5 + Cos\theta_1 \cdot Cos\theta_7 \times \times Sin\theta_6 + Cos\theta_1 \cdot Cos\theta_6 \cdot Sin\theta_7 + Cos\theta_3 \cdot Sin\theta_1 \cdot Sin\theta_2 \cdot Sin\theta_5 \times \times Sin\theta_6 \cdot Sin\theta_7 + Cos\theta_2 \cdot Sin\theta_1(Cos\theta_3 \cdot Cos\theta_5 - Sin\theta_3 \cdot Sin\theta_5) \times \times (Cos\theta_6 \cdot Cos\theta_7 - Sin\theta_6 \cdot Sin\theta_7) + Cos\theta_5 \cdot Sin\theta_1 \cdot Sin\theta_2 \cdot Sin\theta_3 \times \times (-Cos\theta_6 \cdot Cos\theta_7 + Sin\theta_6 \cdot Sin\theta_7); \quad (14)$$

по осі z:

$$n_z = (-Cos\theta_3 \cdot Cos\theta_5 \cdot Sin\theta_2 - Cos\theta_2 \cdot Cos\theta_5 \cdot Sin\theta_5 + Sin\theta_2 \times \times Sin\theta_3 \cdot Sin\theta_5) \cdot (Cos\theta_6 \cdot Cos\theta_7 + Sin\theta_6 \cdot Sin\theta_7). \quad (15)$$

Дотичний вектор робочого органу: по осі x

$$o_x = Sin\theta_6(Cos\theta_1 \cdot Cos\theta_7(-Cos\theta_2 \cdot Cos\theta_3 \cdot Cos\theta_5 + Cos\theta_5 \cdot Sin\theta_2 \times \times Sin\theta_3 + Cos\theta_3 \cdot Sin\theta_2 \cdot Sin\theta_5 + Cos\theta_2 \cdot Sin\theta_3 \cdot Sin\theta_5) - Sin\theta_1 \times \times Sin\theta_7) + Cos\theta_6(Cos\theta_7 \cdot Sin\theta_1 + Cos\theta_1(-Cos\theta_2 \cdot Cos\theta_3 \cdot Cos\theta_5 + + Cos\theta_5 \cdot Sin\theta_2 \cdot Sin\theta_3 + Cos\theta_3 \cdot Sin\theta_2 \cdot Sin\theta_5 + Cos\theta_2 \cdot Sin\theta_3 \times \times Sin\theta_5)Sin\theta_7); \quad (16)$$

по осі y:

$$o_y = Sin\theta_1(-Cos\theta_2 \cdot Cos\theta_3 \cdot Cos\theta_5 + Cos\theta_5 \cdot Sin\theta_2 \cdot Sin\theta_3 + Cos\theta_2 \times$$
$$\times Sin\theta_3 \cdot Sin\theta_5)(Cos\theta_7 \cdot Sin\theta_6 - Cos\theta_6 \cdot Sin\theta_7) + \quad (17)$$
$$+ Cos\theta_1(Cos\theta_6 \cdot Cos\theta_7 + Sin\theta_6 \cdot Sin\theta_7);$$

по осі z:

$$o_z = (Cos\theta_3 \cdot Cos\theta_5 \cdot Sin\theta_2 + Cos\theta_2 \cdot Cos\theta_5 \cdot Sin\theta_3 + Cos\theta_2 \cdot Cos\theta_3 \times$$
$$\times Sin\theta_5 - Sin\theta_2 \cdot Sin\theta_3 \cdot Sin\theta_5)(Cos\theta_7 \cdot Sin\theta_6 - Cos\theta_6 \cdot Sin\theta_7). \quad (18)$$

Вектор підходу робочого органа: по осі x

$$a_x = -Cos\theta_1(Cos\theta_3 \cdot Cos\theta_5 \cdot Sin\theta_2 + Cos\theta_2 \cdot Cos\theta_5 \cdot Sin\theta_3 +$$
$$+ Cos\theta_2 \cdot Cos\theta_3 \cdot Sin\theta_5 - Sin\theta_2 \cdot Sin\theta_3 \cdot Sin\theta_5); \quad (19)$$

по осі y:

$$a_y = -Sin\theta_1(Cos\theta_3 \cdot Cos\theta_5 \cdot Sin\theta_2 + Cos\theta_2 \cdot Cos\theta_5 \cdot Sin\theta_3 +$$
$$+ Cos\theta_2 \cdot Cos\theta_3 \cdot Sin\theta_5 - Sin\theta_2 \cdot Sin\theta_3 \cdot Sin\theta_5); \quad (20)$$

по осі z:

$$a_z = -Cos\theta_2 \cdot Cos\theta_3 \cdot Cos\theta_5 + Cos\theta_5 \cdot Sin\theta_2 \cdot Sin\theta_3 +$$
$$+ Cos\theta_3 \cdot Sin\theta_2 \cdot Sin\theta_5 + Cos\theta_2 \cdot Sin\theta_2 \cdot Sin\theta_5. \quad (21)$$

Вектор положення робочого органу: по осі x:

$$p_x = Cos\theta_1(Cos\theta_2(L_2 + Cos\theta_3(d_4 + L_3 + Cos\theta_5 \cdot L_5 + Cos\theta_5 \times$$
$$\times Cos\theta_6 \times L_6 - (L_5 + Cos\theta_6 \cdot L_6)Sin\theta_3 \cdot Sin\theta_3) - Sin\theta_2 \times$$
$$\times (d_4 \cdot Sin\theta_3 + L_3 \cdot Sin\theta_3 + (L_5 + Cos\theta_6 \cdot L_6) \times \quad (22)$$
$$\times (Cos\theta_5 \cdot Sin\theta_3 + Cos\theta_3 \cdot Sin\theta_5))) + L_6 \cdot Sin\theta_1 \cdot Sin\theta_6;$$

по осі y:

$$p_y = -d_4 \cdot Sin\theta_1 \cdot Sin\theta_2 \cdot Sin\theta_3 - Cos\theta_5 \cdot L_5 \cdot Sin\theta_1 \cdot Sin\theta_2 \cdot Sin\theta_3 -$$
$$- Cos\theta_5 \cdot Cos\theta_6 \cdot L_6 \cdot Sin\theta_1 \cdot Sin\theta_2 \cdot Sin\theta_3 - Cos\theta_3 \cdot L_5 \cdot Sin\theta_1 \times$$
$$Sin\theta_2 \cdot Sin\theta_5 - Cos\theta_3 \cdot Cos\theta_6 \cdot d_6 \cdot Sin\theta_1 \cdot Sin\theta_2 \cdot Sin\theta_5 + \quad (23)$$
$$+ Cos\theta_2 \cdot Sin\theta_1(L_2 + Cos\theta_3(d_4 + L_3 + Cos\theta_5 \cdot L_5 + Cos\theta_5 \cdot Cos\theta_6 \times$$
$$\times L_6) - (L_5 + Cos\theta_6 \cdot L_6)Sin\theta_3 \cdot Sin\theta_5) + Cos\theta_1 \cdot L_6 \cdot Sin\theta_6;$$

по осі z:

$$p_z = d_1 - L_2 \cdot Sin\theta_2 - Cos\theta_2 \cdot d_4 \cdot Sin\theta_3 - Cos\theta_2 \cdot L_3 \cdot Sin\theta_3 -$$
$$- Cos\theta_2 \cdot Cos\theta_5 \cdot L_5 \cdot Sin\theta_3 - Cos\theta_2 \cdot Cos\theta_5 \cdot Cos\theta_6 \cdot L_6 \cdot Sin\theta_3 +$$
$$+ L_5 \cdot Sin\theta_2 \cdot Sin\theta_3 \cdot Sin\theta_5 + Cos\theta_6 \cdot L_6 \cdot Sin\theta_2 \cdot Sin\theta_3 \cdot Sin\theta_5 - \quad (24)$$
$$- Cos\theta_3(d_4 \cdot Sin\theta_2 + L_3 \cdot Sin\theta_2 + (L_5 + Cos\theta_6 \cdot L_6) \times$$
$$\times (Cos\theta_5 \cdot Sin\theta_2 + Cos\theta_2 \cdot Sin\theta_5)).$$

Підставивши значення та чисельно розв'язавши задачу за допомогою прикладних комп'ютерних програм, отримані результати проілюстровано графічно.

Номограми зображені на рис. 2, рис. 3 та рис. 4 дають можливість зрозуміти фізичний зміст зміни вильоту від зміни кутового положення. За допомогою графічно зображених залежностей можна знайти положення будь-якої точки на стріловій системі при будь-якому її кутовому положенні.

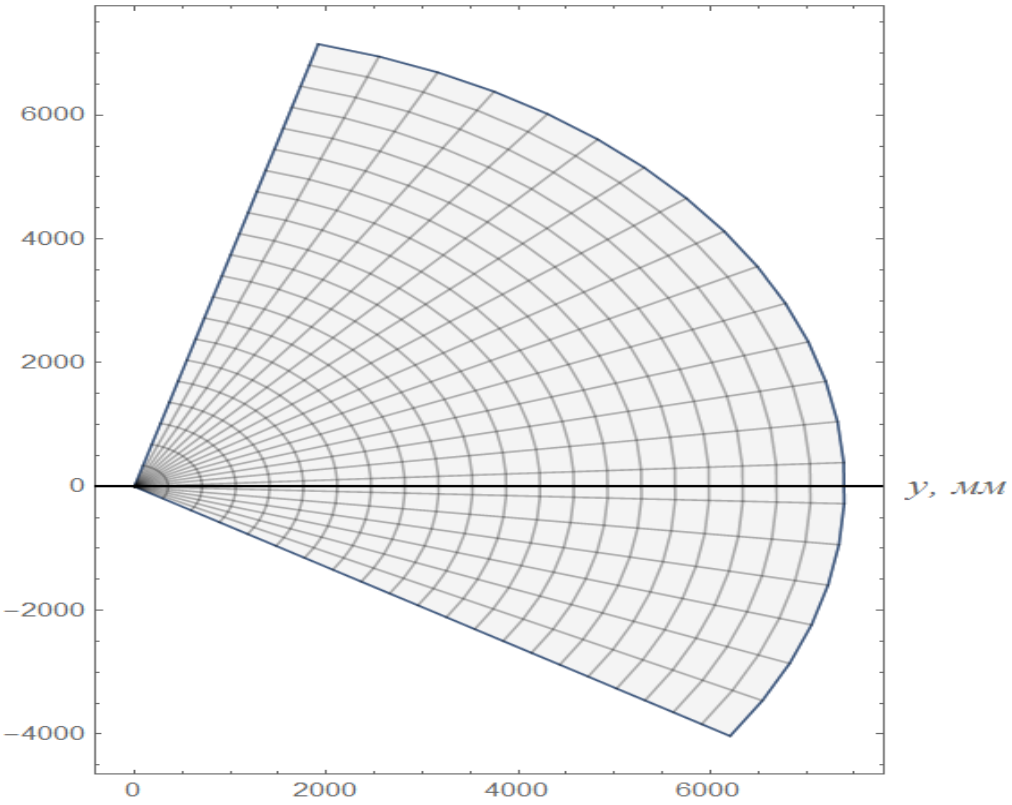


Рис. 2. Номограма переміщення стрілової системи на площинні YZ та XZ. Крок сітки номограми 10°.

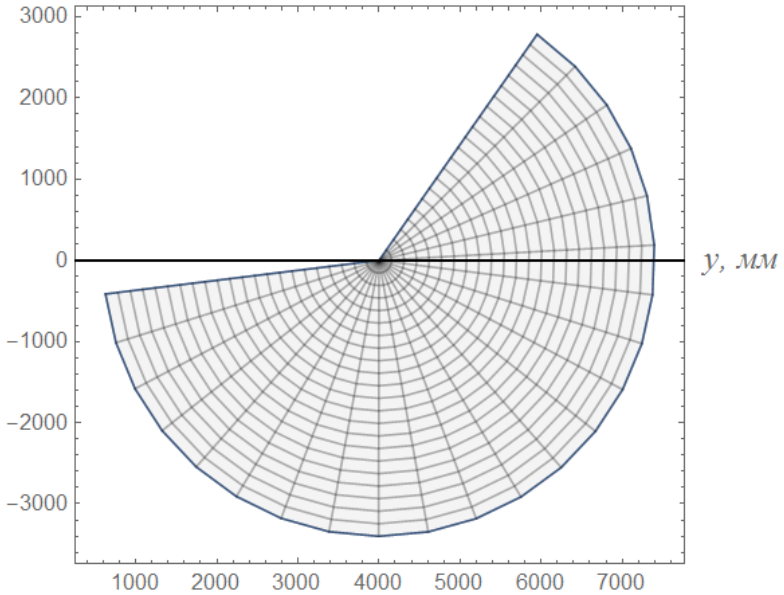


Рис. 3. Номограма переміщення рукояті крана маніпулятора на площинні YZ. Крок сітки номограми 10°.

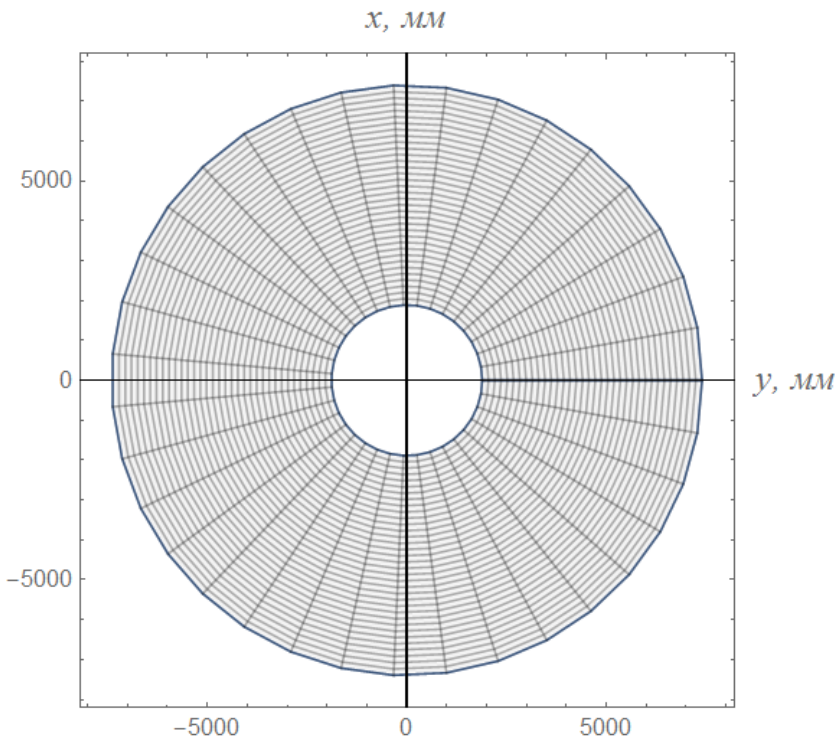


Рис. 4. Номограма переміщення стрілової системи на площині YX. Крок сітки номограми 10°.

З рис. 2 видно залежність зміни вильоту стрілової системи крана-маніпулятора від зміни кутового положення. Проаналізувавши рис. 2, можна визначити: максимальне значення робочої зони по висоті підйому 7050 мм; максимальний виліт за умови паралельності стрілової системи поверхні землі – 7300 мм; мінімальне значення опускання стріли – 3975 мм.

На рис. 3 зображено номограму обертання рукояті з максимально висунутою телескопічною стрілою навколо осі кріплення рукояті. При детальному розгляді даного графіка можна зазначити, що робоча зона рукояті знаходиться у межах від 3200 мм до 2600 мм, максимальний виліт стрілової системи становить 7300 мм. Номограма зображена на рис. 4, дає можливість зобразити робочу зону крана-маніпулятора при обертанні стрілової системи навколо осі Z (рис. 1). З графічно зображеної номограми видно що межа досяжності робочого органу, при умові що стріла та рукоять паралельні земній поверхні, максимальний виліт стріли становить 7300 мм, а робоча зона знаходиться у межах від 1880 мм до 7300 мм.

Висновок. Розглянуті в роботі однорідні перетворення зручно використовувати для встановлення кінематичних відношень виконавчих систем маніпуляторів, опису положення окремих ланок в абсолютній системі координат. Розв’язавши задачу кінематики для даного крана-маніпулятора та побудувавши графічні залежності,

можна легко знайти положення точок на стріловій системі при певному кутовому положенні. Отримані в роботі результати в подальшому будуть використані при дослідженні динаміки крана-маніпулятора та синтезу системи керування.

Список літератури

1. *Denavit J., Hartenberg R.* A Kinematic Notation for Lower-Pair Mechanisms Based on Matrices, J. Appl. Mech. 1955. Vol. 77. P. 215–221.
2. *Спыну Г. А.* Промышленные роботы. Конструирование и применение. Киев. Выща школа. 1991. 311 с.
3. *Фу К., Гонсалес Р., Ли К.* Робототехника. Москва. Мир. 1989. 624 с.
4. *Шахинпур М.* Курс робототехники. Москва. Мир. 1990. 527 с.
5. *Юревич Е. И.* Основы робототехники. Ленинград. Машиностроение. 1985. 217 с.
6. *Накано Э.* Ведение в робототехнику. Москва. Мир. 1988. 334 с.
7. *Добрачев А. А., Раевская Л. Т., Швец А. В.* Кинематические схемы, структури и расчет параметров лесопромышленных манипуляторных машин. Екатеринбург. Уральский государственный лесотехнический университет. 2014. 128 с.
8. *Борисов О. И., Громов В. С., Пыркин А. А.* Методы управления робототехническими приложениями. Петербург. 2016. 108 с.
9. *Климчик А. С., Гомолицкий Р. И., Фурман Ф. В., Сёмкин К. И.* Разаработка управляющих программ промышленных роботов. Минск. БГУИиР. 2004. 131 с.

References

1. *Denavit J., Hartenberg R.* (1955). A kinematic notation for lower-pair mechanisms based on matrices. J. Appl. Mech. Vol. 77. 215–221.
2. *Spynu H. A.* (1991). Industrial robotics. Design and application. Vyshcha shkola Kiev. 311.
3. *Fu K., Honsales R., Li K.* (1989). Robotics. Moscow. Myr. 624.
4. *Shakhinpur M.* (1990). Course robotics. Moscow. Myr. 527.
5. *Yurevich E. I.* (1985). Fundamentals of Robotics. Mashynostroenye. Leningrad. 217.
6. *Nakano E.* (1988). Conducting in robotics. Moscow. Myr. 334.
7. *Dobrachev A. A., Rayevska L. T., Shvets A. V.* (2014). Kinematic schemes, the structure and calculation of parameters of forestry manipulators. Ekaterinburg. Ural State Forestry University. 128.
8. *Borisov O. I., Hromov V. S., Pyrkin A. A.* (2016). Methods for controlling robotic applications. Petersburg. Saint Petersburg State University of Information Technologies, Mechanics and Optics. 108.
9. *Klimchik A. S., Homolitskiy R. I., Furman F. V., Syemkin K. I.* (2004). Development of control programs for industrial robots. Minsk. 131.

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПРОСТРАНСТВЕННОГО ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ЗВЕНЬЕВ СТРЕЛОВОЙ СИСТЕМЫ КРАНА-МАНИПУЛЯТОРА МЕТОДОМ ОДНОРОДНЫХ ПРЕОБРАЗОВАНИЙ ДЕНАВИТА-ХАРТЕНБЕРГА

В. С. Ловейкин, А. А. Сподоба

Аннотация. *Обоснованный метод однородных преобразований Денавита-Хартенберга для получения*

кинематических зависимостей перемещения многозвенчатой стреловой системы крана-манипулятора. Ориентация звеньев стреловой системы крана-манипулятора представлена в матричном виде. В данной работе развязана прямая задача кинематики. Она включает в себя определение положения і ориентации рабочего органа в выбранной системе координат по заданным "значениям" обобщенных координат крана-манипулятора, однозначно определяя его положения, как многозвенчатой механической системы. Полученные результаты кинематического анализа планируется использовать на начальном этапе проектирования крана манипулятора. Определено зависимости максимальных и минимальных расстояний досягаемости рабочего органа от изменения углового положения стреловой системы.

В работе положения и ориентация рабочего органа крана-манипулятора описаны через положение и ориентацию системы координат, связанную с рабочим органом по отношению к инерциальной, базовой системе координат. Построенные номограммы характеризуют рабочую зону крана-манипулятора. При помощи графически изображенных зависимостей можно найти положение любой точки на стреловой системе при любом её угловом положении. Построенные номограммы дают возможность понять физическое содержание зависимостей изменения вылета от изменения углового положения. Использованные в работе однородные преобразования удобно использовать для установления кинематических зависимостей исполнительных систем кранов-манипуляторов, описания положения отдельных звеньев в абсолютной системе координат.

Полученные в работе результаты в дальнейшем будут использованы при исследовании динамики крана-манипулятора и синтеза системы управления.

Ключевые слова: ***кинематический анализ, кран-манипулятор, Денавит-Хартенберг, однородные преобразования, вектор, система координат, параметр, траектория, перемещение***

KINEMATICAL ANALYSIS OF SPATIAL MOVEMENT OF ARM SYSTEM OF CRANE-MANIPULATOR BY METHOD OF HOMOGENEOUS TRANSFORMATIONS OF DENAVIT-HARTENBERG

V. S. Loveikin, O. O. Spodoba

Abstract. *Method of homogeneous transformation of Denavit-Hartenberg for calculating kinematical dependences movement of the crane-manipulator outrigger is substantiated. Orientation of outrigger's*

links of crane-manipulator is introduced in the matrix system. In this work direct problem of kinematical is solved. This problem include determination position and orientation executive organ in the determinate co-ordinates of meaning generalize co-ordinates of the crane-manipulator, simple in position as many section mechanical system. The results kinematical analysis can be used on first stage project crane-manipulator. The depending of maximum and minimum distances executive organ from change angle position arm system is determined.

In the work position and orientation executive organ of crane-manipulator are described by position and orientation co-ordinates of executive organ relatively basic co-ordinates. The graph shows trajectory movement of outrigger. Using of the graph can to fine position any point on outrigger, by any angle position. This graphical dependence makes it possible to understand the physical meaning of the dependence change distances of outrigger from change angle position. The homogeneous transformation is used to calculating kinematical dependences executive systems crane-manipulator and description of position individual link in absolute system co-ordinate.

The results obtained can be further used to research dynamics system crane-manipulator and synthesis control system.

Key words: ***kinematical analysis, crane-manipulator, Denavit-Hartenberg, homogeneous transformation, vector, co-ordinates, parameters, trajectory, movement***

УДК 378.147: 631

СТАНОВЛЕННЯ ВІТЧИЗНЯНОЇ СИСТЕМИ ПРОФЕСІЙНОЇ ПІДГОТОВКИ ІНЖЕНЕРІВ

О. А. Дьомін, кандидат педагогічних наук
Національний університет біоресурсів і природокористування України
e-mail: demin31@gmail.com

Анотація. *У статті аналізується специфіка становлення системи ВНЗ з інженерної підготовки, а також здійснюється огляд зародження сільськогосподарського напряму у вітчизняній інженерії. Проведено узагальнення стосовно зародження професійної підготовки інженерів з механізації сільського господарства. Як показує проведений нами аналіз створення*

© О. А. Дьомін, 2017

links of crane-manipulator is introduced in the matrix system. In this work direct problem of kinematical is solved. This problem include determination position and orientation executive organ in the determinate co-ordinates of meaning generalize co-ordinates of the crane-manipulator, simple in position as many section mechanical system. The results kinematical analysis can be used on first stage project crane-manipulator. The depending of maximum and minimum distances executive organ from change angle position arm system is determined.

In the work position and orientation executive organ of crane-manipulator are described by position and orientation co-ordinates of executive organ relatively basic co-ordinates. The graph shows trajectory movement of outrigger. Using of the graph can to fine position any point on outrigger, by any angle position. This graphical dependence makes it possible to understand the physical meaning of the dependence change distances of outrigger from change angle position. The homogeneous transformation is used to calculating kinematical dependences executive systems crane-manipulator and description of position individual link in absolute system co-ordinate.

The results obtained can be further used to research dynamics system crane-manipulator and synthesis control system.

Key words: ***kinematical analysis, crane-manipulator, Denavit-Hartenberg, homogeneous transformation, vector, co-ordinates, parameters, trajectory, movement***

УДК 378.147: 631

СТАНОВЛЕННЯ ВІТЧИЗНЯНОЇ СИСТЕМИ ПРОФЕСІЙНОЇ ПІДГОТОВКИ ІНЖЕНЕРІВ

О. А. Дьомін, кандидат педагогічних наук
Національний університет біоресурсів і природокористування України
e-mail: demin31@gmail.com

Анотація. *У статті аналізується специфіка становлення системи ВНЗ з інженерної підготовки, а також здійснюється огляд зародження сільськогосподарського напряму у вітчизняній інженерії. Проведено узагальнення стосовно зародження професійної підготовки інженерів з механізації сільського господарства. Як показує проведений нами аналіз створення*

© О. А. Дьомін, 2017

і функціонування сільськогосподарських навчальних закладів, до кінця XIX століття основна увага приділялась підготовці агрономів. Потреба в підготовці інженерів-механіків виникла лише на зламі XIX – XX століть. Це пояснюється початком розвитку сільськогосподарської техніки в той період. Так, якщо аналізувати вищі навчальні заклади того часу, такі як Київський університет Святого Володимира, Київський політехнічний інститут та Харківський практичний технологічний інститут на предмет змісту підготовки інженерів, то у першому закладі сільськогосподарську техніку як окрему дисципліну не вивчали, її розглядали лише в курсі загального землеробства, а у другому та третьому, тобто у політехнічному і технологічному інститутах, механізації сільського господарства приділялося значно більше уваги. Тому по праву засновником вітчизняної інженерної підготовки вважаємо професора Кірпічова В. Л. За результатами аналізу його діяльності визначено критерії підбору та підвищення кваліфікації навчально-наукового персоналу, складання навчальної програми та планів, створення матеріальної бази кафедр, а також навчальної роботи зі студентами. Зроблено висновки стосовно виділення видатних надбань минулого, які можуть бути цінним запозиченням для сучасної освіти і педагогічної науки.

Ключові слова: ***інженерна підготовка, система вищих навчальних закладів, підвищення кваліфікації***

Постановка проблеми. Вищі аграрні заклади освіти в Україні готують майбутніх висококваліфікованих фахівців для роботи не тільки в сільськогосподарському виробництві, а і в транспортній галузі, що з ним пов’язана. Вони повинні бути конкурентоздатними на ринку праці, мислити ринковими категоріями, здатними творчо розв’язувати найскладніші проблеми сільського господарства, творчо працювати в складних економічних умовах і бути готовими в цих умовах знаходити можливості нарощувати продуктивність сільськогосподарського виробництва [2]. Але в порівнянні з стрімкістю розвитку науково-технічного прогресу, відчувається помітне відставання вітчизняної інженерної підготовки у профільних ВНЗ. Причин цього негативного процесу достатньо, але частина з них криється у послабленні основних чинників системи підготовки інженерів. Для того, щоб намітити шляхи їх зміцнення звернемося до витоків становлення і розвитку вітчизняної системи підготовки інженерів.

Аналіз останніх досліджень. Питаннями історії створення та розвитку сільськогосподарських освітніх закладів займалися такі вчені як В. Вергунов, Д. Рибченко, А. Панталеймоненко, М. Костюк,

А. Михайлюк, В. Онопрієнко, Н. Чайка. Як цілком справедливо стверджує кандидат історичних наук Дмитро Вікторович Рибченко, історія розвитку навчальних закладів і наукових установ аграрного профілю завжди було і є важливим, актуальним питанням в наш час відродження національного сільськогосподарського виробництва [3].

Результати досліджень. Витоки аграрної освіти і науки беруть свій початок із сивої давнини. Відомий вітчизняний історик В. А. Вергунов, досить слушно розглядає розвиток сільськогосподарської освіти у тісному взаємозв'язку з періодизацією становлення сільськогосподарської науки. Започаткування вітчизняної аграрної освіти вчений пов'язує з другим етапом розвитку науки, а саме з відкриттям у 1615 році у Києво-Могилянській академії, де її перший вчений дослідник природи, ботанік та метеоролог Іонікій Галятовський, вперше в Європі ввів в навчальний процес загальної підготовки, спеціальний предмет «сільське господарство» [1]. Пізніше створювались кафедри і відділення з аграрного напряму, але професійна підготовка там велась в основному агрономічного спрямування. Потреба в інженерних кадрах виникла лише в кінці XIX століття. По праву одним з творців, що стояли у витоків справжньої вітчизняної інженерної підготовки ми вважаємо засновника наукової школи механіки і машинобудування професора Віктора Львовича Кірпічьова (рис. 1).

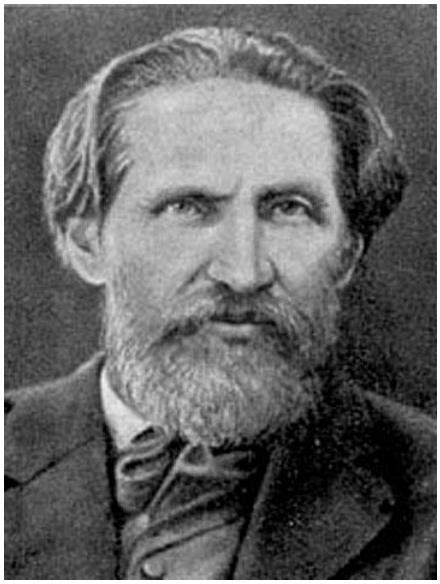


Рис. 1. Професор Кірпічьов Віктор Львович (1845–1913).

Швидке зростання промисловості на півдні Російської імперії на прикінці XIX століття, наявність технічної освіти всього лише у 7% керівників підприємств і ініціатива харківської міської влади стало підставою для прийняття царським урядом рішення про відкриття

Харківського практичного технологічного інституту (ХПТІ) (рис. 2). 3 липня 1885 року директором інституту був призначений В. Л. Кірпічьов.



Рис. 2. Головний аудиторний корпус ХПТІ.

У ХПТІ Кірпічьов створив зразкову вищу технічну школу. Вперше закладені ним принципи вищої технічної освіти були фундаментальними і логічними, унаслідок того, що базувалися на доскональному синтезі різних систем підготовки фахівців в країнах Європи і Америки. В. Л. Кірпічьов розробив ідеологію інтегрованої і багатобічної підготовки інженерів. Вперше в Росії він застосував при організації інституту новий прогресивний підхід до побудови учбового процесу, в якому гармонійно з'єдналися теоретична підготовка з практичними і лабораторними заняттями і виробничою практикою. Програму дисциплін і навчальні плани для інженерної підготовки Кірпічьов створив на основі вивчення досконало опанованої ним артилерійської справи і гармато будування, включаючи багатий досвід практики в цій галузі за кордоном.

Первинним для В. Л. Кірпічьова стало формування професорсько-викладацького складу, доскональне опрацювання навчальних програми і планів, організація і обладнання лабораторій. Цю роботу полегшувало те, що В. Л. Кірпічьов володів тісними зв'язками з науковим співтовариством. Він міг безпомилково розгледіти в студентові дар викладача і вченого. Кращі таланти країни змагалися за право заміщення вакантних посад викладачів. Успіх залежав, в основному, від опублікованих наукових робіт.

Голова з'їзду гірничопромисловців півдня Росії А. Ф. Мевіус читав курс лекцій з металургії. Один з учнів Д. І. Менделєєва В. А. Геміліан став першим завідувачкам кафедрою хімічною та мінеральних і фарбувальних речовин. Механічні майстерні ХПТІ

побудував і обладнав В. С. Кнаббе. Голова Харківського математичного суспільства (ХМО), член-кореспондент АН К. А. Андрєєв читав курс лекцій з аналітичної геометрії.

Система підготовки і зростання кваліфікації науково-педагогічних кадрів в ХПТІ була під особливим контролем В. Л. Кірпічьова. Він вимагав постійного оновлення викладачами вмісту навчальних програм. Для підвищення кваліфікації необхідно було вивчати досвід зарубіжних і вітчизняних підприємств та навчальних закладів, використовуючи ці матеріали в навчальному процесі. Наприклад, В. С. Кнаббе за період 1881–1914 рр. відвідав близько 130 заводів і залізничних майстерень, а також всі промислові виставки в різних країнах.

У 1895 році Кірпічьов відкриває кафедру сільськогосподарського машинобудування, спеціальна лабораторія і станція по випробуванню сільськогосподарських машин, при якій було дослідне поле в декілька десятини. Через два роки відкривається відділ сільськогосподарського машинобудування і розробляється програма підготовки інженерів по цій спеціальності. Станція по випробуванню сільськогосподарських машин при ХПТІ стала першою в Російській імперії. Вона була відкрита на 18 років раніше, ніж станція почесного академіка АН СРСР і академіка ВАСХНІЛ В. П. Горячкина при Московському сільськогосподарському інституті.

Висновок. На основі проведеного ретроспективного аналізу становлення та розвитку системи професійної підготовки інженерів-механіків аграрного профілю слід виділити діяльність Віктора Львовича Кірпічьова, яка цілком заслуговує бути прикладом для наслідування організаторів вищих навчальних закладів і сьогодні. Особливо це стосується створення Кірпічьовим ХПТІ починаючи з 3 липня 1885 року. З його багатогранної діяльності можна виділити таку специфіку підходів до організації основних ланок вищого технічного навчального закладу:

- в навчальному процесі – гармонічне поєднання теоретичної підготовки з практичними та лабораторними заняттями і виробничою практикою, досконалість розробки та вдосконалення навчальних програм і планів;
- у формуванні професорсько-викладацького складу – створення таких умов конкурсу, що найкращі таланти країни змагалися за заміщення вакантних посад викладачів, наприклад;
- при відборі кандидатур на викладацькі посади – наявність і якість опублікованих кандидатами на посаду наукових робіт, цей же критерій був вирішальним під час просування викладачів по щаблям службової драбини, тобто лозунг був такий «Хто рухає науку, той і вчить».

Список літератури

1. *Вергунов В. А.* Сельскохозяйственное опытное дело в Украине: историко-научный анализ организационных основ. Київ. 2009. 96 с.
2. *Концепція* розвитку професійно-технічної (професійної) освіти в Україні: затверджена МОН України та першим віце-президентом АПН України 05.07.2004 р. Професійно-технічна освіта. 2004. №3. С. 2–5.
3. *Рибчинко Д. В.* Формування мережі та розвиток сільськогосподарських освітніх закладів Київщини в XIX – на початку XX століття: дис. на здобуття наук ступеня канд. іст. наук: спец. 07.00.07 Історія науки і техніки. Київ. 2004. 386 с.

References

1. *Vergunov, V. A.* (2009). Agricultural experimental work in Ukraine: historical and scientific analysis of an institutional framework. Kiev. 96.
2. *Concept* of development of vocational (professional) education in Ukraine (2004). Approved by MES of Ukraine and first Vice-President of NAPs of Ukraine 05.07.2004. Vocational education. No 3. 2–5.
3. *Rabczenko, D. V.* (2004). Formation and development of agricultural educational institutions of Kiev region in the XIX – early XX century: dis. on competition of science, degree candidate. ist. nauk: spets. 07.00.07 History of science and technology. Kiev. 386.

СТАНОВЛЕНИЕ ОТЕЧЕСТВЕННОЙ СИСТЕМЫ ПРОФЕССИОНАЛЬНОЙ ПОДГОТОВКИ ИНЖЕНЕРОВ

А. А. Демин

Аннотация. *В статье анализируется специфика становления системы высших учебных заведений инженерной подготовки, а также осуществляется обзор зарождения сельскохозяйственного направления в отечественной инженерии. Проведено обобщение относительно зарождения профессиональной подготовки инженеров механизации сельского хозяйства. Как показывает проведенный нами анализ создания и функционирование сельскохозяйственных учебных заведений, до конца XIX века основное внимание уделялось подготовке агрономов. Потребность в подготовке инженеров-механиков возникла лишь на изломе XIX–XX веков. Это объясняется началом развития сельскохозяйственной техники в тот период. Если анализировать высшие учебные заведения того времени, такие как Киевский университет Святого Владимира, Киевский политехнический институт и Харьковский практический технологический институт, на предмет содержания подготовки инженеров, то в первом ВУЗе сельскохозяйственную технику как отдельную дисциплину не изучали, ее рассматривали лишь в курсе общего земледелия, а во втором высшем учебном заведении и третьем, то есть в политехническом и технологическом институтах, механизации сельского хозяйства уделялось*

значительно больше внимания. Поэтому по праву основателем отечественной инженерной подготовки считаем профессора Кирпичева В. Л. По результатам анализа его деятельности определены критерии подбора и повышения квалификации учебно-научного персонала, составление учебной программы и планов, создания материальной базы кафедр, а также учебной работы, со студентами. Сделаны выводы относительно выявления выдающихся приобретений прошлого, которые могут быть ценными.

Ключевые слова: ***инженерная подготовка, система высших учебных заведений, повышение квалификации***

FORMATION OF NATIONAL VOCATIONAL TRAINING SYSTEM OF ENGINEERS

O. A. Demin

Abstract. *The specific of becoming of the system of higher educational establishments of engineering preparation is analysed in the article, and also was made the review of origin of agricultural direction comes true in the home engineering. Generalization is conducted in relation to the origin of professional preparation of engineers of mechanization of agriculture. As the analysis of creation and functioning of agricultural educational establishments conducted by us shows, to the end Kh²kh of age basic attention was spared preparation of agriculturists. A requirement in preparation of engineers-mechanics arose up only on the fracture of XIX–XX centyries. It is explained beginning of development of agricultural technique in a that period. If to analyse higher educational establishments of that time, such as the Kievan university of Sainted Vladimir, Kievan polytechnic institute and Kharkov practical technological institute, for the purpose maintenance of preparation of engineers, in the first higher educational establishment agricultural technique as separate discipline was not studied, it was examined only in a course general agriculture, and in the second higher educational establishment and third, that in polytechnic and technological institutes, considerably anymore attention was spared mechanization of agriculture. Therefore legally consider professor Kirpicheva V. L. the founder of domestic engineering preparation. On results an analysis his work was determined criteria of selection and in-plant training of educational-scientific personnel, drafting of on-line tutorial and plans, creation of material base of departments, and also educational work, with students. Was made conclusions in relation to the determination of prominent acquisitions of the past, that can be valuable.*

Key words: ***engineering preparation, system of higher educational establishments, in-plant training***

УДК 621.73.06

ОБҐРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНОГО ВАРІАНТУ БЕЗПІЛОТНОГО ЛІТАЛЬНОГО АПАРАТУ ДЛЯ ДИСТАНЦІЙНОГО ЗОНДУВАННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ УГІДЬ

В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич, доктори технічних наук
Ю. М. Проценко, аспірант*
Національний університет біоресурсів і природокористування України
e-mail: lovvs@ukr.net

Анотація. *У статті представлений аналіз сучасних методів та засобів для дистанційного зондування землі (далі ДЗЗ) з метою отримання інформації про стан сільськогосподарських угідь. Одним з інноваційних рішень є безпілотні літальні апарати (далі БПЛА). Завдяки мініатюризації сучасного цифрового знімального і навігаційного обладнання БПЛА дозволяють проводити моніторинг с/г угідь та оперативно отримувати необхідні дані ДЗЗ. Розглянуто варіанти використання різних моделей БПЛА мультироторного та літакового типу. Представлена загальна класифікація наявних типів БПЛА, в залежності від необхідних цілей моніторингу та сфер застосування.*

Наведені основні характеристики найбільш доступних та розповсюджених БПЛА на ринку України, якими є: надлегкі «DJI Phantom 4», «PD 1900» та легкі «DJI Matrice 100», «PD-1». Проведено аналіз практичного досвіду використання вказаних БПЛА для встановлення доцільності їхнього застосування в АПК України. Розраховано можливий об'єм виконаних робіт кожним з БПЛА, затрати часу для моніторингу необхідної площі та загальні витрати для проведення авіа-моніторингу. На основі розрахованих значень разових та загальнорічних витрат на проведення БПЛА-моніторингу визначено, що хоча витрати на використання різних БПЛА можуть відрізнятися більше ніж у три рази, загальні річні витрати, для моніторингу одиниці площі, є не значними та прийнятними для аграріїв.

Отримані у роботі результати доцільно використати для розробки рекомендацій стосовно вибору раціонального варіанту БПЛА для підприємств АПК України, які мають різний банк землі.

Ключові слова: ***дистанційне зондування землі, безпілотний літальний апарат, аерофотозйомка***

***Науковий керівник – доктор технічних наук В. С. Ловейкін**

© В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич, Ю. М. Проценко, 2017

Постановка проблеми. З часу запуску перших космічних супутників для цілей ДДЗ розвивається теорія і практика інтерпретації зображень на знімках з визначенням кількісних і якісних показників продуктивності с/г угідь [1]. Однак, як вартість супутникових знімків, так і собівартість застосування літаків та гелікоптерів, для локального моніторингу з повітря, на сьогоднішній день, є високою [2]. У наш час для ефективного ведення сільського господарства необхідні своєчасні та якісні дані, про загальний стан с/г угідь, оскільки близько половини витратних матеріалів у рослинництві використовуються не раціонально. Таку інформацію здатні давати БПЛА, вони є ефективним засобом моніторингу с/г угідь з повітря.

Аналіз останніх досліджень. На сьогодні основні видання стосовно БПЛА є англомовними. Дослідження вітчизняних вчених щодо динаміки їх польоту, раціоналізації конструкції та вибору оптимальних параметрів БПЛА майже відсутні. У роботі [1] описані можливості використання БПЛА для оперативного моніторингу продуктивності ґрунтів. У роботі наводиться теза про те, що дані зйомки наземного покриву з БПЛА, можуть розглядатися як більш дешева і оперативна альтернатива використанню супутникових даних при здійсненні картографування та моніторингу ґрунтів і посівів для окремих полів. Автори роботи [2] описали в цілому можливості використання авіації в сільському господарстві. Видання [3] присвячено керуванню малими БПЛА. Особливу увагу автори звернули на питання підвищення стійкості керування. Автори роботи [4] досліджували шляхи зниження енергозатрат для підвищення продуктивності та ефективності польотної місії. Видання [5] присвячене опису можливостей використання БПЛА для ДЗЗ. У роботі [6] авторами було проведено розрахунок параметрів та оцінка якості аерофотозйомки з БПЛА. У статті [7] розглянуті проблеми економічної ефективності аерофотозйомки з використанням безпілотних аерофотознімальних комплексів малого класу порівняно з класичною системою на базі літака АН-30. У статті [8] розглянуто варіанти побудови безпілотних авіаційних комплексів, наведено їхню класифікацію, проведено аналіз технічних характеристик та способів їхнього застосування. Показано, що коло завдань, які вирішують БПЛА, значно розширюється. Автори статті [9] представили аналіз можливостей застосування БПЛА для аерознімальних процесів. Однак, в даний час відсутня література стосовно вибору раціонального варіанту БПЛА для потреб підприємств АПК України.

Метою досліджень є розробка рекомендацій стосовно вибору БПЛА, доступних на ринку України, за допомогою яких можна

проводити систематичний моніторинг стану с/г угідь у господарствах із різною посівною площею. Враховуючи значну потребу у використанні БПЛА в умовах середніх та великих підприємств в АПК, дослідження даного питання є актуальними.

Завдання дослідження полягає у наступному: виконати класифікацію та навести аналіз основних характеристик БПЛА, що доступні на ринку України; розробити рекомендації щодо вибору раціонального варіанту БПЛА в залежності від площі моніторингу та витрат на їх експлуатацію.

Результати досліджень. Типове аерофотознімальне обладнання безпілотних літальних апаратів, як правило, містить цифрову камеру або відеокамеру, інколи розташовану на гіростабілізованій платформі, та інфрачервону чи спектральну камеру. У деяких випадках БПЛА обладнують лазерними сканерами [9]. Найбільш необхідними є матеріали мульти-, гіперспектральних і радіолокаційних зйомок, що дозволяють формалізувати зображення при обчисленні спектральних коефіцієнтів і складанні індексних карт. На таких картах відображають різні характеристики ґрунтів і рослинності, що дозволяє виконати комплексний аналіз стану с/г угідь і спроектувати заходи щодо підвищення їхньої продуктивності [1]. Оптимізувати проміжок часу між обстеженням, покращити точність та деталізацію знімків, а також підвищити оперативність обстеження полів, можливо за допомогою застосування БПЛА [3].

Для розуміння наявних типів БПЛА, в залежності від необхідних цілей моніторингу та сфер застосування, на рис. 1 представлена їхня класифікація [9].

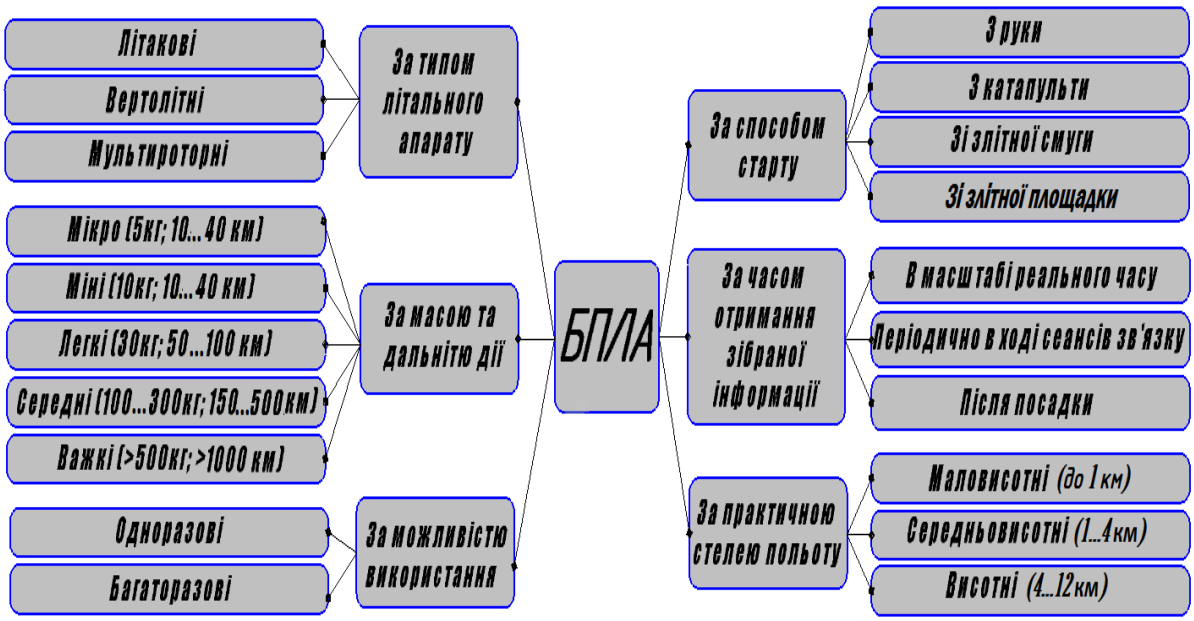


Рис. 1. Класифікація БПЛА.

Досягнення сучасних технологій у сфері мініатюризація цифрових знімальних систем забезпечує виконання зйомок навіть з БПЛА доступних сьогодні широкому колу користувачів [3]. Це дає можливість будь-якому аграрію отримувати максимально точну і детальну інформацію, як про загальний стан с/г угіддя так і про його локальні зони.

При використанні БПЛА мультироторного типу можна зафіксувати проблему з висоти всього лише одного метра на відстані до трьох кілометрів. БПЛА літакового типу дозволяють робити карти полів з розширенням у кілька сантиметрів на піксель, що дає можливість бачити навіть кількість сходів рослин на погонний метр. Жодна супутникова зйомка чи моніторинг з пілотованих літальних апаратів не може дати такого результату [14].

Для розуміння загального вигляду найбільш розповсюджених БПЛА в Україні, їхні зображення представлені на рис. 2.



а) б)

в) г)

Рис. 2. Зовнішній вигляд найбільш розповсюджених БПЛА на ринку України: а) квадрокоптер DJI «Phantom 4»; б) БПЛА «PD 1900»; в) квадрокоптер DJI «Matrice 100»; в) БПЛА «PD-1».

В табл. 1 наведені основні характеристики вказаних БПЛА [12, 13]. З огляду на те, що оптимальний період авіа-моніторингу стану розвитку більшість с/г культур є 10 днів [2], та враховуючи несприятливі погодні умови, а також непередбачувані фактори, розрахуємо площу господарства, котру може обслуговувати один БПЛА. Розрахунок виконаємо за формулою:

$$S = s \cdot n \cdot f \cdot q, \quad (1)$$

де: S – площа господарства, га; s – площа моніторингу за добу, га; n – період моніторингу (10 днів); f – коефіцієнт, що враховує

несприятливі погодні умови (0,80); q – коефіцієнт, що враховує непередбачувані обставини (0,75).

1. Основні характеристики найбільш розповсюджених БПЛА.

№ п/п	Критерії	«Phan-tom 4»	«PD1900»	«Matrice 100»	«PD-1»
1	Максимальний час польоту, хв	20	60	40	480
2	Максимальний радіус польоту, км	1,5	3,0	5,0	30
3	Максимальна швидкість польоту, км/год	60	60	70	150
4	Крейсерська швидкість польоту, км/год	40	50	60	100
5	Максимальна висота польоту, м	200	300	300	500
6	Вантажопід'ємність, кг	0,5	0,6	1,0	5,0
7	Сенсор (камера), Мп	12	16	20	30
8	Роздільна здатність з висоти 200 м, см/піксель	50	30	20	10
9	Площа моніторингу за добу, га	1000	2000	3000	8000
10	Орієнтовна вартість повного комплекту, тис грн	60	100	150	500

Числові значення коефіцієнтів f та q встановлені емпірично в процесі практичного використання БПЛА різних типів.

Виходячи із залежності (1) отримаємо наступні розрахункові площі господарств, на яких можуть бути використані різні БПЛА: «Phantom 4» – 6000 га; «PD 1900» – 12000 га; «Matrice 100» – 18000 га; «PD-1» – 48000 га. Враховуючи отримані результати розрахуємо кількість днів, необхідну для проведення моніторингу знайдених площ відповідно кожним з досліджуваних БПЛА. Розрахунок виконаємо за наступною формулою:

$$N = \frac{S}{s \cdot f \cdot q}, \qquad (2)$$

де: *N* – кількість днів.

Результати розрахунків наведені у табл. 2. З отриманих даних у табл. 2 видно, що використання високопродуктивних БПЛА є недоцільним у невеликих господарствах, оскільки техніка буде задіяна у недостатній мірі. Має місце і зворотна закономірність: витрата великої кількості як технічних так і людських ресурсів у випадку використання малопродуктивних БПЛА у великих господарствах також недоцільна.

2. Кількість днів для моніторингу площі в залежності від БПЛА.

Площа, га	Кількість днів в залежності від БПЛА, шт			
	«Phantom 4»	«PD 1900»	«Matrice 100»	«PD-1»
6 000	10	5	3,5	1,3
12 000	20	10	7	2,5
18 000	30	15	10	3,8
48 000	80	40	27	10

Проведемо розрахунки необхідних витрат для виконання моніторингу на площі в 1 га, для кожного з досліджуваних БПЛА. Для цього розрахуємо спочатку витрати на політ БПЛА. У розрахунках приймемо такі дані:

- кількість польотів БПЛА, до його списання за регламентом, складає 1000 шт;
- дані вартості БПЛА та добовий виробіток отримані з табл. 1;
- дані з витратами на енергоносії та кількістю вильотів прийняті виходячи з рекомендацій [12, 13].

У табл. 3 наведені основні показники та приведені розрахунки витрат на політ БПЛА для разового моніторингу площі в 1 га.

3. Витрати на політ БПЛА, грн/га.

№ п/п	БПЛА	Кількість вильотів за день, шт.	Витрати на енергоносій		Амортизація БПЛА	Загальні витрати
			батареї	пальне		
1	Phantom 4	8	0,20	-	0,48	0,68
2	PD 1900	6	0,08	-	0,30	0,38
3	Matrice 100	8	0,08	-	0,40	0,48
4	PD-1	1	-	0,04	0,10	0,14

У подальшому визначимо витрати на заробітну платню (далі ЗП) операторів БПЛА. У процесі використання БПЛА наявна чітка закономірність: дорожче обладнання дає можливість отримувати більший добовий виробіток, але водночас присутня відмінність у ЗП операторів, через необхідність у відповідному кваліфікаційному рівні.

У табл. 4 наведені витрати на ЗП операторів БПЛА (без ПДВ) для разового моніторингу площі в розмірі 1 га (станом на кінець 2017 року).

Загальні витрати, необхідні для разового БПЛА-моніторингу площі в 1 га, розрахуємо за формулою:

$$TC = C_E + C_A + C_Z, \quad (3)$$

де C_E – витрати на енергоносій, грн/га; C_A – витрати на амортизацію БПЛА, грн/га; C_Z – витрати на ЗП операторів БПЛА, грн/га.

4. Витрати на ЗП операторів БПЛА (без ПДВ).

№ п/п	БПЛА	ЗП оператора БПЛА, грн/місяць	К-ть операторів БПЛА, чол.	Витрати на ЗП, грн/га
1	Phantom 4	6 000	1	0,33
2	PD 1900	8 000	1	0,22
3	Matrice 100	10 000	1	0,19
4	PD-1	12 000	2	0,16

Результати розрахунку разових та загальнорічних витрат на проведення БПЛА-моніторингу наведені в табл. 5. Для проведених розрахунків враховано, що період моніторингу впродовж року триває 32 декади (з 1 березня до 30 жовтня).

5. Загальні витрати на використання БПЛА.

БПЛА	Phantom 4	PD 1900	Matrice 100	PD-1
Разові витрати, грн/га	1,01	0,60	0,67	0,30
Річні витрати, грн/га	32,32	19,20	21,44	9,60

З наведеної таблиці 5 видно, що хоча витрати на проведення моніторингу різними БПЛА можуть відрізнятися більше ніж у три рази, загальні річні витрати, необхідні для моніторингу одиниці площі, є не значними та прийнятними на сьогоднішній день для аграріїв.

Висновки

Сучасні досягнення в області ДЗЗ при використанні аерофотозйомки за допомогою БПЛА та мініатюризації цифрового знімального і навігаційного обладнання дозволяють вести ефективний моніторинг с/г угідь з метою вчасного прийняття необхідних управлінських рішень та отримання економічного ефекту. В результаті аналізу різних видів БПЛА для потреб моніторингу с/г угідь та проведених розрахунків встановлено:

1) найбільш доступним БПЛА є надлегкий квадрокоптер DJI «Phantom 4», за допомогою якого можна проводити систематичний моніторинг в господарстві із загальною посівною площею до 6 000 га, але він є найбільш затратним з розрахунку питомої вартості моніторингу площі та потребує великої кількості людино-годин, що є не прийнятним у великих агрохолдингах;

2) середніми за доступністю, продуктивністю та затратами є БПЛА «PD 1900» та DJI «Matrice 100», за допомогою яких можна проводити моніторинг у господарствах із площею близько 12 000…18 000 га;

3) найдорожчим та найскладнішим в експлуатації є БПЛА «PD-1». З його допомогою можливо проводити моніторинг у компаніях із

земельним банком близько 50 000 га із найменшими затратами часу і витратами в процесі експлуатації.

Список літератури

1. *Вернюк Ю. И.* Опыт применения локальной аэрофотосъемки, геодезических методов и ГИС технологий при исследовании почв и объектов окружающей среды для экологической экспертизы. Науки о Земле. 2012. Вып. 2. Москва. С. 7–12.
2. *Агаков В. В.* Авиация в сельском хозяйстве: история, техника, технология, экономика. Слобожанщина. Харьков. 2002. 403 с.
3. *Рэндал У.* Малые беспилотные летательные аппараты: теория и практика. Техносфера. Москва. 2015. 312 с.
4. *Tsourdos A.* Planning of Unmanned Aerial Vehicles. John Wiley & Sons Ltd. 2011. 181 p.
5. *Шрайнер К. А., Макаров И. В.* Использование возможностей беспилотных летательных аппаратов для дистанционного зондирования на примере открытых горных работ. Вестник СГГА. 2012. Вып. 18. Новосибирск. С. 47–50.
6. *Костюк А. С.* Расчет параметров и оценка качества аэрофотосъемки с БПЛА. ГЕО-Сибирь-2010. 2010. Т. 4. Ч. 1. Новосибирск. С. 83–87.
7. *Никитин В.* Оценка экономической эффективности использования беспилотных аэрофотосъемочных комплексов. Вестник СГУГИТ. Новосибирск. 2013. Вып. 4 (24). С. 48–58.
8. *Гребеников А. Г.* Проблемы создания комплексов БПЛА в Украине. Открытые информационные и компьютерные технологии. 2009. С. 111–119.
9. *Глотов В., Гуніна А.* Аналіз можливостей застосування безпілотних літальних апаратів для аерознімальних процесів. Сучасні досягнення геодезичної науки та виробництва. 2014. Вип. 28. С. 65−70.
10. *Черепанов А. С., Дружинина Е. Г.* Спектральные свойства растительности и вегетационные индексы. Геоматика. 2009. Вып. 3. С. 28–32.
11. *Якушев В. П.* Применение дистанционного зондирования в системе точного земледелия. Вестик РАСХН. 2015. Вып. 1. С. 23–25.
12. *Drone.ua.* Расчёт затрат на БПЛА. ТОВ ”Дрон агросервіс”. Київ. 2014-2017. Режим доступу: http://drone.ua.
13. *Ukrspecsystems*. Стоимость полёта БПЛА с двигателем внутреннего сгорания. ТОВ “Укрспецсистемс”. Київ. 2015-2017. Режим доступу: http://www.ukrspecsystems.com.
14. *Agrilab*. Безпілотні літаки на службі у аграріїв. ТОВ ”Агрілаб”. 2017. Режим доступу: http://agrilab.com.ua/?p=7690.

Reference

1. *Vernyuk, Yu. I.* (2012). Experience in the application of local aerial photography, geodetic methods and GIS technologies in the study of soils and environmental objects for ecological examination. Earth Sciences. Vol. 2. Moscow. 7–12.
2. *Agakov, V. V.* (2002). Aviation in agriculture: history, technology, technology, economics. Slobozhanschina. Kharkiv. 403.
3. *Randal, U.* (2015). Small unmanned aerial vehicles: Theory and practice. Technosphere. Moscow. 312.
4. *Tsourdos, A.* (2012). Planning of Unmanned Aerial Vehicles. John Wiley & Sons Ltd. 181.

5. *Shreiner, K. A., Makarov, I. V.* (2012). Using the capabilities of unmanned aerial vehicles for remote sensing on the example of open mining operations. Herald of SGAA. Vol. 18. Novosibirsk. 47–50.
6. *Kostyuk, A.* (2010). Calculation of parameters and assessment of aerial photography quality from UAV. GEO-Siberia-2010. T. 4. Part 1. Novosibirsk. 83–87.
7. *Nikitin, V. N.* (2013). Estimation of economic efficiency of use of unmanned aerial survey systems. The bulletin of SSUGT. Vol. 4 (24). Novosibirsk. 48–58.
8. *Grebenikov, A. (2009).* Problems of creating UAV complexes in Ukraine. Open information and computer technologies. Kharkiv. 111–119.
9. *Glotov, V., Gunina, A.* (2014). Analysis of possibilities of using unmanned aerial vehicles for aeromonitoring. Modern achievements in geodetic science and production. Vol. 28. Lviv. 65–70.
10. *Cherepanov, A. S., Druzhinina, E. G.* (2009). Spectral properties of vegetation and vegetative indices. Geomatic. Vol. 3. 28–32.
11. *Yakushev, V. P.* (2015). Application of remote sensing in the system of precision farming. West. RASHN Vol. 1. 23–25.
12. *Drone.ua.* (2017). Calculation of expenses for UAV. LLC "Dron Agroservice". Kiev. Access mode: http://drone.ua.
13. *Ukrspecsystems*. (2017). Flight UAV flight cost with internal combustion engine. LLC "Ukrspetssystems". Kiev. Access mode: http://www.ukrspecsystems.com.
14. *Agrilab*. (2017). Unmanned planes on the service of agrarians. LLC "Agrilab". Access mode: http://agrilab.com.ua/?p=7690.

ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНОГО ВАРИАНТА БЕСПИЛОТНОГО ЛЕТАТЕЛЬНОГО АППАРАТА ДЛЯ ДИСТАНЦИОННОГО ЗОНДИРОВАНИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ УГОДИЙ

В. С. Ловейкін, Ю. А. Ромасевич, Ю. Н. Проценко

Аннотация. *В статье представлен анализ современных методов и средств для дистанционного зондирования земли (далее ДЗЗ) с целью получения информации о состоянии сельскохозяйственных угодий. Одним из инновационных решений является беспилотные летательные аппараты (далее БПЛА). Благодаря миниатюризации современного цифрового съемочного и навигационного оборудования, БПЛА дают возможность проводить мониторинг с/х угодий и оперативно получать необходимые данные ДЗЗ. Рассмотрены варианты использования различных моделей БПЛА мультироторного и самолетного типа. Представлена общая классификация имеющихся типов БПЛА, в зависимости от необходимых целей мониторинга и сфер применения.*

Приведены основные характеристики наиболее доступных и распространенных БПЛА на рынке Украины, которыми являются: сверхлегкие «DJI Phantom 4», «PD 1900» и легкие «DJI Matrice 100», «PD-1». Проведен анализ практического опыта использования указанных БПЛА для определения целесообразности их применения в АПК Украины. Рассчитан возможный объем выполненных работ каждым из БПЛА, затраты времени для

мониторинга необходимой площади и общие издержки на проведение авиамониторинга. На основании рассчитанных значений разовых и общегодовых расходов на проведение БПЛА-мониторинга определено, что хотя затраты на использование различных БПЛА могут отличаться более чем в три раза, но общие годовые расходы для мониторинга единицы площади, являются не значительными и приемлемыми для аграриев.

Полученные в работе результаты целесообразно использовать для разработки рекомендаций по выбору рационального варианта БПЛА для предприятий АПК Украины, которые имеют различный банк земли.

Ключевые слова: ***дистанционное зондирование земли, беспилотный летательный аппарат, аэрофотосъемка***

JUSTIFICATION THE RATIONAL UNMANNED AERIAL VEHICLE FOR REMOTE SENSING OF AGRICULTURAL LANDS

V. S. Loveikin, Yu. O. Romasevych, Yu. M. Protsenko

Abstract. *The article presents an analysis of modern methods and meanings of remote sensing of the earth (further RSE) for obtaining information of the condition of agricultural lands. One of the innovative solutions is unmanned aerial vehicles (further UAVs). Due to the miniature of modern digital shooting and navigation equipment, UAVs allow carry out monitoring of agricultural lands and rapidly obtain the RSE data. The use of the different variants and models of multi-type and aircraft-type UAV's has been considered. The general classification of the existing types of UAVs, depending on the desired monitoring objectives and areas of application, has been presented.*

The main characteristics of the most widely available and widely distributed UAVs in the Ukrainian market are: ultra-light DJI Phantom 4, PD 1900 and lightweight DJI Matrice 100, PD-1. The analysis of practical experience of use of the UAVs for the purpose of determining the feasibility of their application in the agroindustrial complex of Ukraine has carried out. The estimated volume of work performed by each of the UAV, the time spent on monitoring the required area and the total cost for monitoring has been calculated. On the basis of the calculated values of one-time and annual expenses for the implementation of UAV-monitoring, it is determined that although the cost of using different UAVs can vary by more than three times, the total annual costs for unit area monitoring are not significant and acceptable to farmers.

The results obtained in the work should be used in order to develop recommendations for choosing a rational version of UAV for the agroindustrial companies of Ukraine, with various volume of lands.

Key words: ***remote sensing of land, unmanned aerial vehicle, aerial photography***

УДК 548.1.89

СТАТИСТИЧНИЙ АНАЛІЗ ТРАНСПОРТНОЇ ГАЛУЗІ В УКРАЇНІ

Т. І. Сліпуха, здобувач
Національний університет біоресурсів і природокористування України
e-mail: dubrova17@ukr.net

Анотація. *Значення транспорту для будь-якої країни являється найважливішою та найпотужнішою галуззю. Він виконує в нашій державі важливі економічні, соціально-політичні й культурні функції. Транспортний комплекс України поєднує в собі різні види транспорту, такі як: морський та річковий, автомобільний, залізничний, авіаційний, трубопровідний. В статті проаналізовано кількість перевезених вантажів, та пасажирів за останні роки. В транспортній системі України основний обсяг перевезень вантажів здійснюється залізничним, автомобільним транспортом. Розвиток інтеграційних процесів та зростання конкуренції на ринку транспортних послуг вимагає нових підходів до розвитку транспортних відносин, створенню нових технологій та підвищенню якості послуг.*

У роботі наведено графічні залежності у % відповідного періоду попередніх років. Статистичний аналіз транспортної галузі надасть реальні результати основних задач та проблем, які виникають при перевезеннях різними видами транспорту. Стаття присвячена аналізу окремих показників розвитку транспортної системи України. Особлива увага приділена експорту та імпорту вантажів як ключових складових зовнішньоекономічної діяльності транспорту.

Ключові слова: ***транспорт, економіка, логістика, вантажні перевезення, пасажирські перевезення, інвестиції, міжнародні договори, тарифна політика***

Постановка проблеми. Загальна транспортна мережа України охоплює 21,7 тис. км залізничних колій, 165,8 тис. км автомобільних доріг з твердим покриттям, 39,8 тис. км газопроводів та 1,0 тис. аміакопроводів, 4,8 тис. км магістральних нафтопроводів, 2,2 тис. км експлуатаційних річкових судноплавних шляхів з виходом до Азовського та Чорного морів. Найбільша кількість перевезень здійснюється наземними видами транспорту (68% – автомобільним, 24% – залізничним).

© Т. І. Сліпуха, 2017

Статистична реальність транспортної галузі починаючи з 2005 року зменшилась у 5 разів. Темпи скорочення внутрішніх перевезень порівняно з 2005 року становлять на 25,4% менше. Відповідно темпи скорочення внутрішніх перевезень були більшими. В свою чергу зменшення обсягів перевезень призвело транспортну галузь України до значного скорочення доходів та відповідного занепаду транспортної інфракструктури. Основними проблемами у транспортній галузі є: поганий стан доріг; митна інфракструктура; тарифна політика; відсутність транспортних терміналів.

Аналізуючи проблематику в транспортній галузі України, поганий стан доріг України не відповідає не лише міжнародним вимогам, але й внутрішнім стандартам всередині нашої держави. Такий стан доріг значно збільшує час доставки, призводить до зносу автотранспорту при різних темпах навколишнього середовища та збільшує використання палива при перевезені вантажів.

В звязку з тим, що інші країни мають більш розвинуту транспортну інфрастуктуру в звязку з цим перерозподіл транспортних потоків працює не на користь України.

Аналіз останніх досліджень. Вагомий внесок у розвиток теоретичних та методологічних аспектів вивчення транспортної галузі України зробили такі відомі учені, як О. Бакаєв, І. Бакаєва, О. Котлубай, Ю. Кулаев, Ю. Кутах, І. Малярчук, В. Ревенко, С. Пирожков, Ю. Цветов та інші науковці. Дослідження теоретичних та практичних аспектів статистичного аналізу автомобільного транспорту відображені в працях провідних фахівців, зокрема: Я. Гнатика, В. Маслія, Е. Петрової, О. Ганченко, І. Алексеєвої, М. Макаренка, І. Калачової, Д. Прейгера, О. Собкевича, О. Ємельянової, Г. Голубової.

Метою досліджень є статистичний аналіз транспортної галузі України при перевезенні вантажів та пасажирів.

Результати досліджень. На українському ринку перевізників автомобільний транспорт є основним видом транспорту в освоєнні пасажиропотоків, його питома вага в загальному пасажирообороті країни у 2017 р. становить 38,2%. За період 2005-2017 рр. попит на перевезення пасажирів автомобільним транспортом зріс на 30,8%, а пасажирооборот на 70,1%. Зазначено, що в цей період відбувся перерозподіл суб'єктів ринку, що пропонують пасажирські послуги в бік скорочення автоперевізників державної форми власності [2, 4, 5].

Структура потреб населення у внутрішніх перевезеннях має вигляд: міжміське сполучення – 4,4%, приміське – 18,6%, міське сполучення – 77,0% і задовольняється повністю. При цьому відмічено, що у 2013 р. перевезення пасажирів автомобільним транспортом у міжнародному сполученні становить лише 0,04% від

загального обсягу ринку. Разом із задоволенням потреб населення у пасажирських перевезеннях існує очевидний дефіцит якості, комфорту та безпеки на всіх видах транспортних засобів [1, 6, 7]. На рис. 1 представлено вантажооборот підприємств при перевезенні.

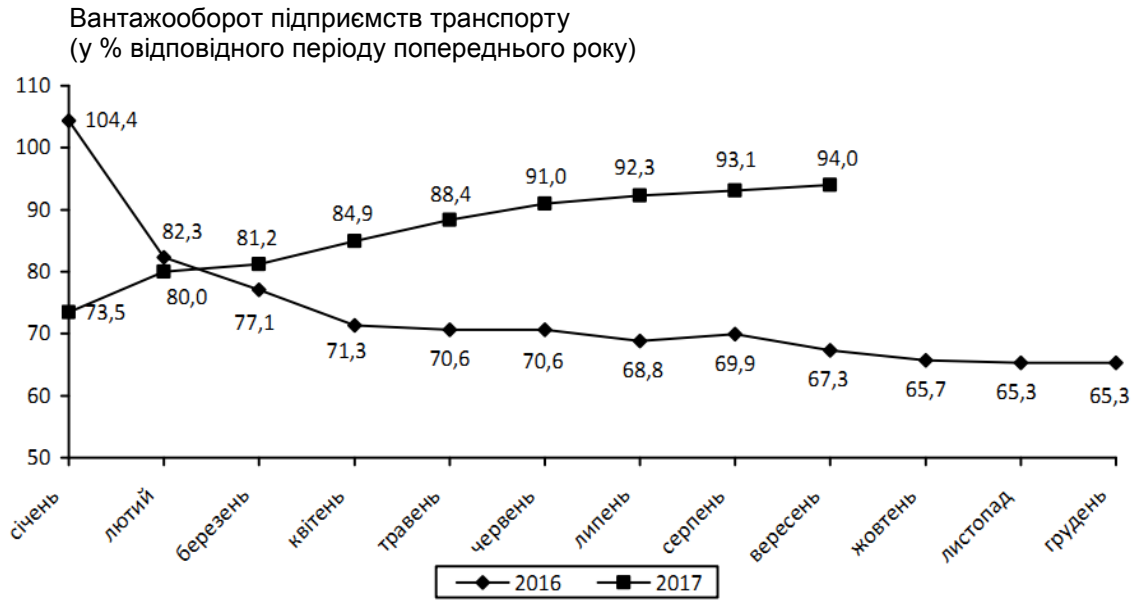


Рис. 1. Вантажооборот підприємств транспорту у % відповідного періоду попереднього року.

Аналізуючи графік рис. 1 підприємств транспорту спостерігається тенденція збільшення перевезених вантажів порівняно з 2016 з 2017 років до 94%.

Динамічний розвиток зовнішньої складової ринку автотранспортних послуг України характеризується розширенням кола країн-торговельних партнерів (із 150 у 2005 р. до 163 у 2017р.), змінами в структурі країн-експортерів в бік збільшення частки країн СНД, і навпаки – скороченні частки країн СНД в імпорті вантажів [2, 4]. Встановлено, що транзитне перевезення вантажів автомобільним транспортом за період з 2005 р. по 2017 р. зросло майже у 8 разів. Щорічно середнє збільшення обсягу транзитних перевезень вантажів автомобільним транспортом України складало 618,61 тис. т. У цей же час, у загальному обсязі транзитних вантажопотоків України частка автомобільного транспорту зросла з 0,3% у 2005 р. до 4,7% у 2017 р., і засвідчує підвищення рівня використання транзитного потенціалу автомобільного транспорту [1, 2, 4]. Підприємствами перевезено 4883,1 тис.т. вантажів, що становить 114,3% від обсягу січня 2016 р.

Введення нового Закону України «Про автомобільний транспорт» та зміни згідно вимог в транспортній галузі України у

січні-вересні 2017р. пасажирооборот зріс в обсязі 2308,9 млн. пас. км, що становить 121,7% від обсягу січня-вересня 2016 року [1, 3, 4].

1. Вантажні перевезення.

	Вантажооборот		Перевезено вантажів	
	млн.ткм	у % до січня-вересня 2016 р.	тис. т	у % до січня-вересня 2016 р.
Транспорт	1235,9	94,0	4883,1	114,3
Автомобільний	1235,1	94,0	4881,6	114,3
Авіаційний	0,8	933,3	1,5	1541,0

На ринку пасажирських перевезень функціонують близько 25 тис. ліцензованих перевізників, які мають у своєму підпорядкуванні понад 111,6 тис. автобусів різних марок. Попри високий рівень конкуренції на ринку пасажирських автоперевезень, понад 25% загального пробігу пасажирських автобусів здійснюється без пасажирів, що свідчить про нераціональність організації пасажироперевезень [1, 3, 4].

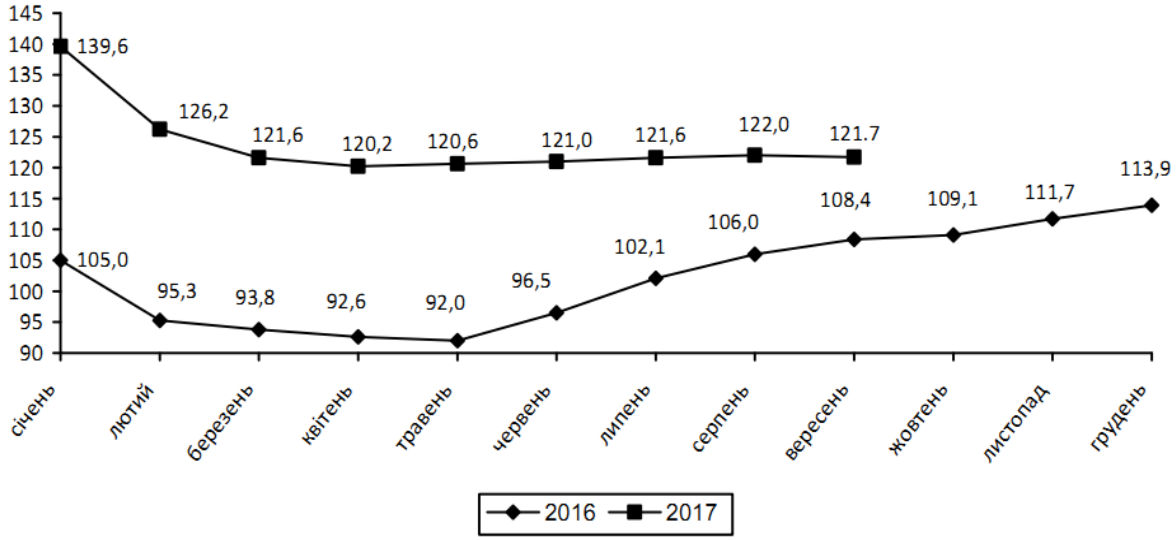


Рис. 2. Пасажирооборот підприємств транспорту.

Послугами пасажирського транспорту скористались 71,6 млн. пасажирів 102,9% від обсягу січня-вересня 2016р.

2. Пасажирські перевезення.

	Пасажирооборот		Перевезено пасажирів	
	млн.пас.км	у % до січня-вересня 2016 р.	тис.	у % до січня-вересня 2016 р.
Транспорт	2308,9	121,7	71632,6	102,9
Автомобільний	1810,0	108,4	64415,9	102,6
Авіаційний	458,5	244,3	246,6	195,1
Тролейбусний	40,4	104,0	6970,1	104,0

Обсяги пасажирських перевезень у січні-вересні 2017 року склали 64,4 млн. пасажирів або 102,6% від обсягу січня-вересня 2016 р., пасажирооборот склав 1810 млн. пас. км., або 108,4% від обсягу січня-вересня 2016 р. [1, 3, 4]. Статистика вантажних перевезень підприємствами по Київській області показана на рис. 3.

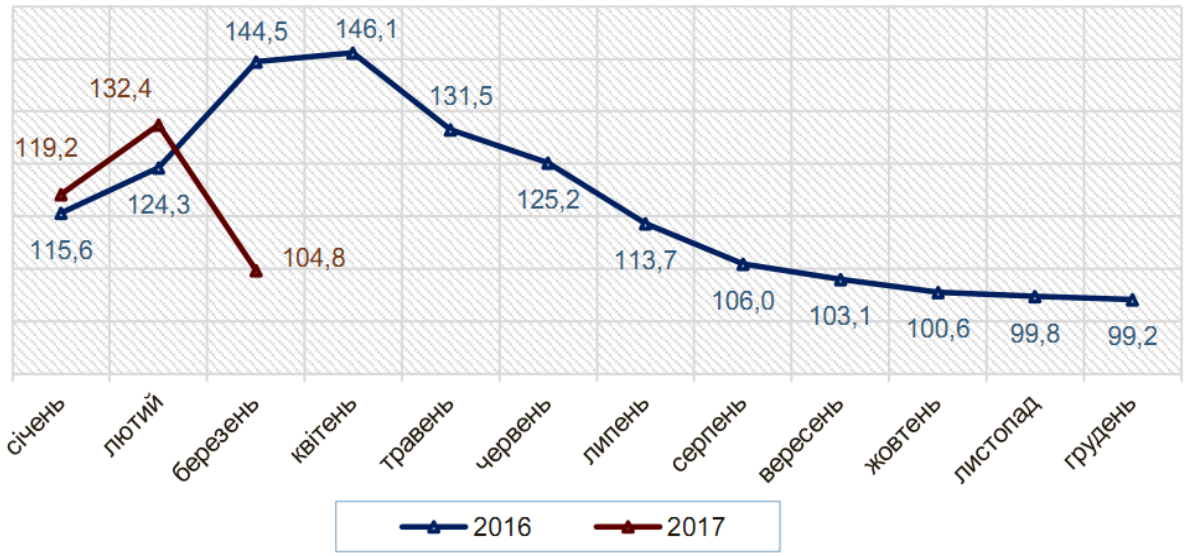


Рис. 3. Вантажні перевезення підприємств транспорту.

За обсягами вантажних перевезень автомобільним транспортом у січні-березні серед регіонів України Київської області посіла 2 місце.

Висновки

В Україні існують стартові умови для створення та формування сучасної системи транспортних комунікацій, яка і відповідала Європейським вимогам. Вигідне георозташування країни, наявність міжнародних транспортних коридорів, достатня ресурсна база, відповідний розвиток техніки, наявність кваліфікованого трудового персоналу, наявність науково-технічних, крнкурентоспроможних вигідних природно-кліматичних умов, зацікавленість іноземних інвесторів у розміщені капіталу України. Стійка тенденція до визнання України світовими компаніями та товариствами, з якою бажаючі стаабільні ділові та партнерські відносини на довготривалій основі. Транспортна галузь України потребує значних капіталовкладень та інвестицій, які дадуть можливість мати великий рівень прибутковості, вчасно мати ступені ризику та можливість розраховувати на підтримку світових фінансових структур.

Перспективи розвитку транспортної системи України залежать не тільки від розвитку світової економіки, а також від здатності транспортної галузі України вчасно реорганізовувати роботу а

прийняти основні зміни до Закону «Про Автомобільний транспорт» та адаптувати свої структури до нових вимог ЄС. Транспортна галузь України, як інфраструктурна галузь економіки має забезпечуватись статистичним супроводом у частині аналізу її стану та розвитку.

Список літератури

1. *Давиденко А., Кащенко Ю.* Розвиток міжнародного транспортного сполучення України. Економіка України. 1999. № 8. С. 9–14.
2. *Гречка Ольга Віталіївна*. Статистичний аналіз ринку послуг автомобільного транспорту. Дисертація канд. екон. наук: 08.00.10, Держ. ВНЗ "Київ. нац. екон. ун-т ім. Вадима Гетьмана". Київ. 2015. 200 с.
3. *www.kyivobl.ukrstat.gov.ua*. Держстат Головне управління статистики у Київській обл. Експрес-випуск у Київській обл. 23.10.2017. № 11-05/614.
4. *Овчар П. А., Савченко Л. А.* Особливості імплементації державою європейських вимог щодо законодавства в галузі автомобільного транспорту: монографія. Київ. Аспект-Поліграф. 2016. 571 с.
5. *Воронков О. А., Роговський І. Л.* Оцінка ефективності транспортно-технологічних систем у галузі рослинництва. Вісник Національного університету «Львівська політехніка». Серія: динаміка, міцність та проектування машин і приладів. Львів. 2017. № 866. С. 121–126.
6. *Воронков О. А., Роговський І. Л.* Загальні принципи створення системи управління транспортними потоками перевезення зернового збіжжя. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2017. Вип. 258. С. 390–399.
7. *Воронков О. А., Роговський І. Л.* Варіанти структурних рішень системи управління транспортними потоками перевезення зернового збіжжя. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2017. Вип. 262. С. 361–367.

References

1. *Davydenko, A., Kashchenko, Yu.* (1999). Development of international transport of Ukraine. Economy of Ukraine. No 8. 9–14.
2. *Buckwheat, Olga Vitalevna*. (2015). Statistical analysis of the market of road transport services. Thesis Cand. Ekon. Sciences: 08.00.10 State. The Universities of Kiev. Nat. Ekon. Un-t named Vadym Hetman. Kyiv. 200.
3. *www.kyivobl.ukrstat.gov.ua.* (2017). State statistics the Department of statistics in Kyiv region Express in the Kiev region. 23.10.2017. No 11-05/614.
4. *Ovchar, P. A., Savchenko L. A.* (2016). Features of implementation of government requirements of the European legislation in field of motor transport: monograph. Kiev. Aspekt-Poligraf. 571.
5. *Voronkov, O. A., Rogovski, I. L.* (2017). Evaluation of the effectiveness of transport and technological systems in crop production. Herald of National University "Lviv Polytechnic". Series: dynamics, strength and design of machines and devices. Lviv. No 866. 121–126.
6. *Voronkov, O. A., Rogovski, I. L.* (2017). General principles of creation of control systems of transport streams transport grain bread. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kiev. Vol. 258. 390–399.

7. *Voronkov, O. A., Rogovski, I. L.* (2017). Options of structural solutions of the system of management of transport flows transport grain bread. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kiev. Vol. 262. 361–367.

СТАТИСТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ТРАНСПОРТНОЙ ОТРАСЛИ В УКРАИНЕ

Т. И. Слипуха

Аннотация. *Значение транспорта для любой страны является важнейшей и самой мощной отраслью. Он выполняет в нашем государстве важные экономические, социально-политические и культурные функции и. Транспортный комплекс Украины объединяет в себе различные виды транспорта, такие как: морской и речной, автомобильный, железнодорожный, авиационный, трубопроводный. В статье проанализированы количество перевезенных грузов и пассажиров за последние годы. В транспортной системе Украины основной объем перевозок грузов осуществляется железнодорожным, автомобильным транспортом. Развитие интеграционных процессов и роста конкуренции на рынке транспортных услуг требует новых подходов к развитию транспортных отношений, созданию новых технологий и повышению качества услуг.*

В работе приведены графические зависимости в% соответствующего периода предыдущих лет. Статистический анализ транспортной отрасли предоставит реальные результаты основных задач и проблем, возникающих при перевозках различными видами транспорта. Статья посвящена анализу отдельных показателей развития транспортной системы Украины. Особое внимание уделено экспорта и импорта грузов как ключевых составляющих внешнеэкономической деятельности транспорта.

Ключевые слова: ***транспорт, экономика, логистика, грузовые перевозки, пассажирские перевозки, инвестиции, международные договоры, тарифная политика***

STATISTICAL ANALYSIS OF TRANSPORT INDUSTRY IN UKRAINE

T. I. Slipukha

Annotation. *The meaning of transport for any country is the most important and most powerful branch. He carries out important economic, socio-political and cultural functions in our country. The transport complex of Ukraine combines various types of transport, such as: sea and river, automobile, railways, aviation, pipelines. The article analyzes the number of transported cargoes and passengers in recent years. In the transport system of Ukraine, the main volume of cargo transportation*

is carried out by railway, road transport. The development of integration processes and the growth of competition in the market of transport services requires new approaches to the development of transport relations, the creation of new technologies and the improvement of service quality.

Graphical dependencies in% of the corresponding period of previous years are given in the work. The statistical analysis of the transport industry will provide real results for the main tasks and problems that arise in the transport of various types of transport. The article is devoted to the analysis of individual indicators of the development of the transport system of Ukraine. Particular attention is paid to the export and import of goods as key components of foreign economic activity of transport.

Key words: *transport, economy, logistics, freight transportation, passenger transportation, investments, international treaties, tariff policy*

УДК 631.240.4

ОБГРУНТУВАННЯ СКЛАДУ ПОСІВНИХ АГРЕГАТІВ ДЛЯ РІЗНИХ РІВНІВ ІНТЕНСИФІКАЦІЇ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ СІВБИ

А. Ю. Горбовий, доктор технічних наук
Всеукраїнський центр підвищення кваліфікації державних службовців і посадових осіб місцевого самоврядування
e-mail: gorboviy@ukr.net

Анотація. *Забезпечення оптимальних умов для проростання і розвитку рослин визначається конструктивними особливостями посівних машин, їх відповідністю біологічним особливостям культури, а також особливостям технологічних процесів вирощування.*

Робота посівних агрегатів оцінювалася за показниками продуктивності, експлуатаційних витрат, затрат робочого часу, витрати палива на гектар обробітку. При цьому вибір агрегатів проводився з великого набору марок застосовуваних енергозасобів і машин, різних варіантів використання взаємозамінної техніки.

Проведений аналіз експлуатаційно-економічних показників використання посівних агрегатів, скомлектованих з енергетичних засобів і машин вітчизняного і зарубіжного виробництва.

© А. Ю. Горбовий, 2017

is carried out by railway, road transport. The development of integration processes and the growth of competition in the market of transport services requires new approaches to the development of transport relations, the creation of new technologies and the improvement of service quality.

Graphical dependencies in% of the corresponding period of previous years are given in the work. The statistical analysis of the transport industry will provide real results for the main tasks and problems that arise in the transport of various types of transport. The article is devoted to the analysis of individual indicators of the development of the transport system of Ukraine. Particular attention is paid to the export and import of goods as key components of foreign economic activity of transport.

Key words: *transport, economy, logistics, freight transportation, passenger transportation, investments, international treaties, tariff policy*

УДК 631.240.4

ОБГРУНТУВАННЯ СКЛАДУ ПОСІВНИХ АГРЕГАТІВ ДЛЯ РІЗНИХ РІВНІВ ІНТЕНСИФІКАЦІЇ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ СІВБИ

А. Ю. Горбовий, доктор технічних наук
Всеукраїнський центр підвищення кваліфікації державних службовців і посадових осіб місцевого самоврядування
e-mail: gorboviy@ukr.net

Анотація. *Забезпечення оптимальних умов для проростання і розвитку рослин визначається конструктивними особливостями посівних машин, їх відповідністю біологічним особливостям культури, а також особливостям технологічних процесів вирощування.*

Робота посівних агрегатів оцінювалася за показниками продуктивності, експлуатаційних витрат, затрат робочого часу, витрати палива на гектар обробітку. При цьому вибір агрегатів проводився з великого набору марок застосовуваних енергозасобів і машин, різних варіантів використання взаємозамінної техніки.

Проведений аналіз експлуатаційно-економічних показників використання посівних агрегатів, скомлектованих з енергетичних засобів і машин вітчизняного і зарубіжного виробництва.

© А. Ю. Горбовий, 2017

Дослідження та обґрунтування доцільності вибору посівного агрегату визначається рядом факторів: технологією попереднього обробітку грунту, обсягом виробництва зернових культур, фінансовими можливостями господарства, і впливає на ефективність виробничого процесу господарства.

Ключові слова: ***зернова сівалки, машинний агрегат, експлуатаційно-економічний показник***

Постановка проблеми. Розв'язання продовольчої проблеми в Україні найбільше залежить від ефективності функціонування зернопродуктового підкомплексу, що є важливою складовою частиною АПК країни, найбільшою мірою визначає рівень забезпечення населення зерном і продуктами його переробки, а також соціально-економічну ситуацію в країні.

Аграрний сектор України вже чотири роки поспіль забезпечує валове виробництво зерна в обсягах понад 60 млн т. Для порівняння: ще десять років тому українські аграрії не долали відповідний рубіж на рівні 50 млн т. Як наслідок, Україна наразі займає третє місце в світі за експортом зерна, поступаючись лише США та Європейському Союзу. При внутрішній потребі до 24 млн т та формуванні мінімального рівня кінцевих запасів можливості експорту в новому маркетинговому році становитимуть 38,7 млн т. [1].

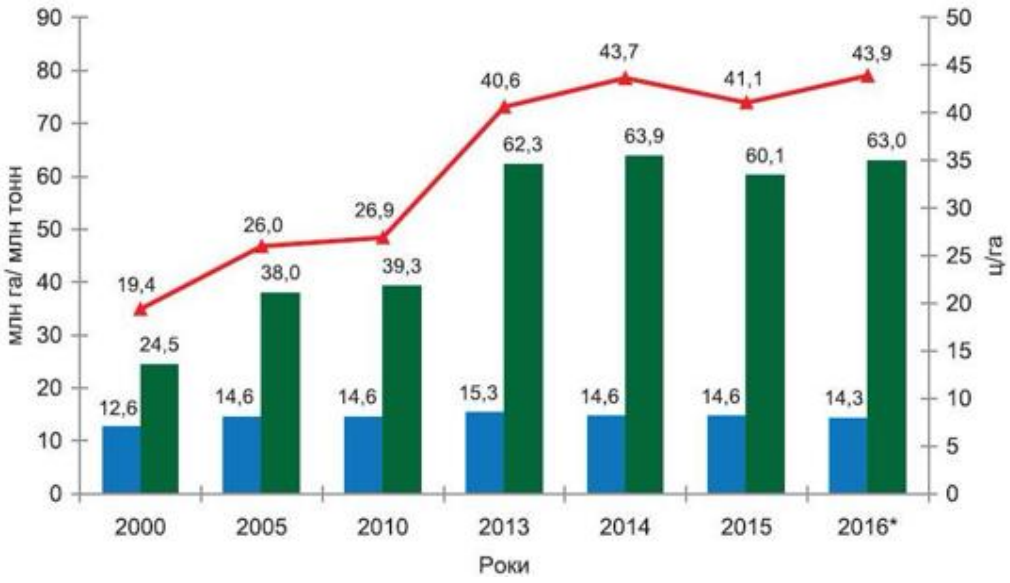


Рис. 1. Виробництво зерна в Україні.

Збільшення валових зборів продовольчого зерна та підвищенням конкурентоспроможності продукції великою мірою визначається комплексною механізацією виробничих процесів, високопродуктивним використанням техніки.

В комплексі технологічних операцій по вирощуванню зернових культур важливе місце займає сівба, тому що своєчасність і якість її проведення визначають урожайність культури і величину наступних витрат робочого часу та коштів на її вирощування.

Аналіз останніх досліджень. Останнє десятиріччя характерне впровадженням новітніх технологій і техніки для сівби сільськогосподарських культур. Проте ще й досі значна частина сільськогосподарських підприємств використовує традиційні затратні технології в рослинництві. Є випадки неефективного використання сучасної посівної техніки через недостатній рівень знань та культури землеробства. Функціонування сільськогосподарських підприємств різних форм власності та господарювання в сучасних умовах характеризується недостатньою технічною забезпеченістю, застарілим парком машин різного технологічного призначення, і потребує поліпшення технічної забезпеченості виробників сільськогосподарської продукції та підвищення ефективності використання машинних агрегатів і машинно-тракторного парку.

Питання використання машин в аграрній галузі розглядалися в роботах основоположника землеробської механіки академіка В. П. Горячкіна. Дослідженням проблеми технічної забезпеченості сільськогосподарських підприємств й ефективності використання машинного парку займалися Свірщевский Б. С., Веденяпін Г. В., Кіртбая Ю. К., Іофінов С. А., Фортуна В. І., Хабатова Р. Ш. та ін.

Оптимальному проектуванню складу і використанню сільськогосподарських машин в технологічних комплексах присвячені праці Бондаря С. М., Діденка М. К., Мельника І. І., Павлова Б. В., Погорілого Л. В., Фінна Е. А.

Застосування сучасних технологій вирощування сільськогосподарських культур потребує розробки більш досконалих методів виробничої експлуатації машинно-тракторного парку, організації раціонального використання техніки і пред'являє підвищені вимоги до якості проектування виробничих процесів у сільському господарстві

Мета досліджень. Дослідження ефективності використання посівних агрегатів за експлуатаційно-економічними показниками.

Результати досліджень. Сівба – одна з найвідповідальніших операцій в системі механізованої технології вирощування сільськогосподарських культур [2, 3]. Технологія сівби створює комплекс умов, в яких на початкових етапах розвитку буде проходити створення основних органів рослини, і відповідно можливість синхронного розвитку кожної рослини в посіві.

Головним завданням сівби зернових колосових та зернобобових культур є забезпечення оптимальної густини

розміщення рослин, дотримання потрібної глибини висіву насіння, рівномірний розподіл його по площі поля. Як підтверджує практика вітчизняного і світового землеробства, успішне вирішення цієї задачі багато в чому визначається конструктивними особливостями посівних машин, їх відповідністю біологічним особливостям культури, а також особливостям технологічних процесів вирощування [4].

Залежно від агрофону, по якому виконується посів, використовуються рядкові сівалки для сівби в попередньо оброблений ґрунт, посівні комплекси, які за один прохід обробляють ґрунт і висіють посівний матеріал, та стерньові сівалки для сівби у ґрунт без попереднього обробітку. Багатофункціональні ґрунтообробно-посівні агрегати ефективно використовуються під час сівби зернових і зернобобових культур за традиційної, мінімальної та нульової технологій обробітку ґрунту. До складу такого комплексу входить ґрунтообробний блок і посівний (пневматичного) модуль, які за потреби можуть окремо застосовуватись на операціях обробітку грунту і сівби. Такі посівні комплекси та комбіновані агрегати агрегатуються з енергетичними засобами з потужністю двигуна понад 200 к.с. Стерньові сівалки виконують сівбу без попереднього обробітку, з одночасним внесенням добрив та прикочуванням посівів. Аналіз конструктивних особливостей зернових сівалок свідчить, що їх ширина захвату забезпечує обробіток від 6 до 48 рядків (менша рядність може бути на селекційних варіантах). При цьому зернові сівалки виконують сівбу за ширини міжрядь від 12,5 до 35 см, найбільшого поширення в сучасних сівалках набуло міжряддя 15, 18 і 20 см.

Висока продуктивності сівби забезпечується шляхом збільшення робочої ширини захвату, швидкості або використання сівалок із централізованим бункером для зменшення затрат часу на технологічне обслуговування посівних машин, і більш ефективного використання робочого часу.

Водночас на сучасних сівалках можливе відключення однієї або декількох секцій, що забезпечує ефективну сівбу на крайніх рядках і під час розвороту, незалежно від конфігурації поля із використанням обладнання глобальної супутникової системи позиціювання, а ефективність сівби досягається шляхом контролю й оперативного керування параметрами висівної системи – нормою висіву насіння, швидкістю руху посівного агрегату, дотриманням стикових міжрядь тощо.

При сівбі залишають постійні технологічні колії [5]. Кратність проходів сівалки з закритими та відкритими сошниками визначають шириною захвату обприскувачів, що є в господарств.

Для високопродуктивного використання посівних агрегатів необхідно до мінімуму скоротити невиробничі витрати робочого часу на підготовчих і допоміжних роботах, позв'язаних з технічним обслуговуванням машин, їх регулюванням, очищенням робочих органів, завантаженням ємкостей насінням і добривами.

На великих масивах перед початком посіву поле розбивають на загінки, які мають бути розраховані на один, — два дні роботи одного посівного агрегату. Основними способами руху агрегатів при рядковому посіві є гонові (рис. 1). Ширина поворотних смуг при човниковому способі руху повинна бути кратною ширині захвату агрегату.

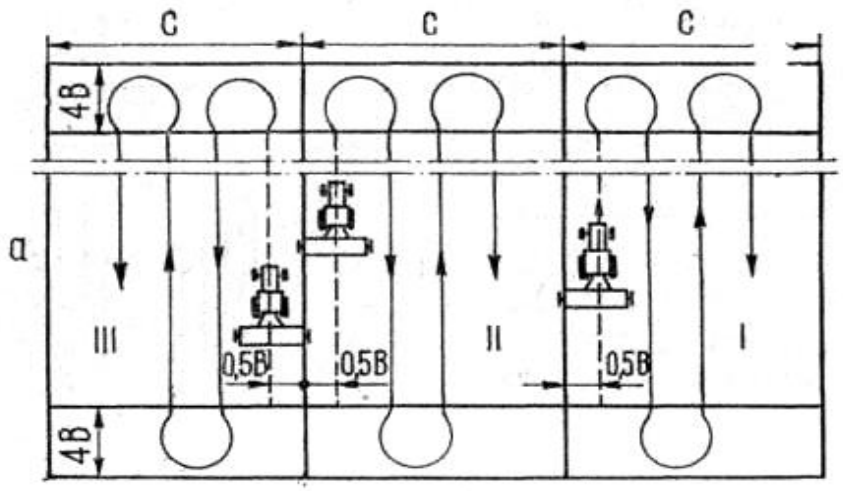


Рис. 1. Схема руху посівного грегату.

Перед першим проходом сівалки вішками відзначають пряму лінію вздовж довгої сторони поля, на відстані, рівній половині ширини захвату сівалки від краю поля. При груповій роботі агрегатів посів починають від середини поля, тоді ця пряма відбивається на. відстані, рівній половині ширини захвату від середині поля і агрегат ведуть по цій лінії. Якщо агрегат може вільно виїхати для повороту за межі поля, поворотні смуги дозволяється не відбивати або зменшити їх ширину захвату, одного агрегату.

Після провішування лінії першого проходу і розмітки поворотних смуг розмічають місця заправки агрегатів. При кратному числі проходів агрегату пункти заправки розміщують з однією сторони загінки, при некратному – з обох.

Кількість проходів агрегату між заправками визначається як відношення шляху спорожнення насіннєвої ємкості сівалки до довжини гону:

$$n = \frac{l_c}{l_p}, \qquad (1)$$

де: l_c – запас робочого ходу сівалки за технологічною місткістю (шлях спорожнення насіннєвої ємкості сівалки), м; l_p – робоча довжина гону поля, м.

$$l_c = \frac{10^4 \cdot V_c \cdot \gamma_н \cdot \varphi_c}{B \cdot h_m}, \text{ м}, \quad (2)$$

де: V_c – місткість насіннєвої ємкості сівалки, м^3; $\gamma_н$ – насипна маса насіння, кг/м^3; φ_c – коефіцієнт використання технологічної місткості сівалки (ящика) φ_c=0,75–0,85; B – робоча ширина захвату сівалки, м, h_m – норма висіву насіння, кг/га.

Якщо $\frac{l_c}{l_p} \succ 1$ – ціле і парне число, то заправка проводиться з однієї сторони поля; якщо $\frac{l_c}{l_p} \succ 1$ – непарне число – заправка проводиться на двох сторонах поля; якщо $\frac{l_c}{l_p} \prec 1$ – заправка проводиться в загінці, що небажано, тому що призводить до ущільнення ґрунту, підготовленого під посів, транспортним агрегатом. Техніко-економічні та експлуатаційні характеристики енергетичних засобів, технологічні властивості сільськогосподарських машин й знарядь, а також природно-виробничі умови їх застосування визначають режими роботи машинних агрегатів на кожній операції [6]. Аналіз використання машинних агарегатів дозволяє удосконалити технологічні процеси виробництва сільськогосподарської продукції, визначити напрямки підвищення ефективності використання машин.

Робота машинних агрегатів оцінюється за показниками продуктивності, приведених витрат, затрат робочого часу, витрати палива на гектар обробітку, тощо. При цьому вибір агрегатів проводиться з великого набору марок застосовуваних енергозасобів і машин, різних варіантів використання взаємозамінної техніки.

Основними вимогами до комплектування машинних агрегатів є забезпечення високої якості виконання технологічних, допоміжних і транспортних операцій; відповідність продуктивності, кількості машин кожного типу обсягу робіт, які необхідно виконати у встановлені агротехнічні строки; зменшення різномарочності машин кожного типу; зменшення витрат на виконання операцій.

Продуктивність технологічних машинних агрегатів визначається за формулою:

$$W_T = 0{,}36 \cdot B \cdot \beta \cdot V_P \cdot \tau \text{ , га/год}, \quad (3)$$

- навантажувально-розвантажувальних:

$$W_н = W_н^{'} \cdot \varepsilon \cdot \tau \text{, т/год,} \quad (4)$$

де: W_m – продуктивність агрегату за годину зміни; B – конструктивна ширина захвату агрегату, м; β – коефіцієнт використання ширини захвату; V_p – робоча швидкість агрегату, м/с; τ – коефіцієнт використання часу зміни; ε – коефіцієнт використання вантажопідйомності; $W_н$ – технічна продуктивність навантажувально-розвантажувальних засобів, т/год.

Продуктивність транспортних агрегатів залежить від їх вантажопідйомності, віддалі перевезень та тривалості циклу:

$$W_{тр} = \frac{Q \cdot \varepsilon \cdot L}{t_ц}, \text{ т·км/год,} \quad (5)$$

де: Q – вантажопідйомність транспортного засобу, т; L – коефіцієнт використання ширини захвату; $t_ц$ – тривалість циклу, год.

Шляхи підвищення продуктивності машинних агрегатів визначаються багатьма факторами, які тісно пов'язані між собою. Успішніше всього ці зв'язки і їх взаємодію можна вирішити використовуючи методологічні основи системного підходу [7] до підвищення продуктивності машинних агрегатів. На продуктивність впливає ряд факторів [2]:

- фактори, які залежать від експлуатаційних показників агрегату (швидкість руху, ширина захвату, номінальна потужність двигуна, гакова потужність, тягове зусилля) і визначають технічні можливості агрегату;
- фактори, які залежать від умов роботи і визначають питомий опір, розміри ділянки;
- рівень організації машиновикористання;
- форми організації праці;
- кваліфікація механізаторів.

Прямі експлуатаційні затрати коштів на одиницю виконаної роботи розраховують на кожній окремій операції для кожного з можливих машинних агрегатів.

Прямі експлуатаційні затрати на одиницю виконаної агрегатом роботи визначають за формулою:

$$C = C_1 + C_2 + C_3 + C_4, \text{ грн/га,} \quad (6)$$

де: C_1 – оплата праці обслуговуючого агрегат персоналу, грн/га; C_2 – вартість витрачених паливо-мастильних матеріалів, грн/га; C_3 – відрахування на амортизацію енергетичного засобу і ґрунтообробних машин-знарядь, що входять до складу машинного агрегату, грн/га; C_4 – відрахування на поточний ремонт і технічне обслуговування, грн/га.

Затрати робочого часу при виконанні технологічної операції визначаємо за формулою:

$$H = \frac{\sum_{i=1} n_i T_i}{W_T}, \text{ год/га.} \qquad (6)$$

Проведеними розрахунками були отримані основні техніко-експлуатаційні показники сучасних посівних машинних агрегатів.

1. Техніко-експлуатаційні показники роботи агрегатів для сівби після полицевого обробітку грунту.

Склад МТА		Ширина захвату, м	Робоча швидкість, км/год	Продуктивність, га/год	Витрата палива, кг/га	Прямі експлуатаційні витрати, грн/га
К-744 Р1	Сіріус-10	10.00	9.44	5,95	5,05	996.32
К-744 Р1	Solitair 12	12.00	11.23	8,34	4,46	938.48
ХТЗ-17022	СПУ-11-1 СЗ-3,6А	10.80	9.40	5,96	2,47	391.58
ХТЗ-17022	МВЗ-4,5	4.50	9.49	2,72	5,66	914.52
МТЗ-80,1	Клен-6К	6.00	10.05	3,90	2,85	344.05
МТЗ-80,1	СЗ-5,4	5.40	9.30	3,25	2,45	378.10
John Deere 8430	СТА 4000	12.20	9.38	7,33	3,14	1062.01
John Deere 7530	SPEEDL 6000	6.00	9.34	3,79	4,13	1868.13
John Deere 6830	SPEEDL 3000	3.00	9.39	1,89	5,72	2270.98

2. Техніко-експлуатаційні показники роботи агрегатів для сівби після мінімального обробітку грунту.

Склад МТА		Ширина захвату, м	Робоча швидкість, км/год	Продуктивність, га/год	Витрата палива, кг/га	Прямі експлуатаційні витрати, грн/га
К-744 Р1	Solitair 12	10.00	11.33	8.41	3.78	913.11
К-744 Р1	Сіріус-10	12.00	9.50	5.98	4.58	978.42
ХТЗ-17022	СТС-6	6.15	9.52	3.76	3.85	434.99
ХТЗ-17022	СТС-2	2.5050	9.55	1.25	4.85	499.23
John Deere 8430	СТА 4000	12.20	9.45	7.40	2.86	1046.29
John Deere 7530	SPEEDL 6000	6.00	9.43	3.83	3.69	1840.75
John Deere 6830	SPEEDL 3000	3.00	9.48	1.91	5.18	2237.56

Оцінка і вибір сільськогосподарських машин та агрегатів є складним процесом. Це пояснюється тим, що вартість сучасних засобів механізації є досить високою, і вибрана техніка буде використовуватися в господарстві протягом тривалого часу на обробітку значних площ. Погоджуючись з напрямом досліджень [8], найбільш придатним на даний час є критерій, який мінімізує експлуатаційні витрати, пов'язані з виконанням механізованих робіт та вартістю техніки.

При порівнянні машинних агрегатів виявлено, що максимальну продуктивність (табл. 1, табл. 2) має агрегат К-744 Р1+ Solitair 12, а найменшу – МТЗ-80,1+СЗ-5,4 після полицевого обробітку грунту і ХТЗ-17022+СТС-2 після мінімального обробітку грунту. Solitair 12 виробництва Lemken - це причіпна пневматична рядкова сівалка з шириною захвату від 8 до 12 метрів. Насіннєвий бункер об'ємом 5800 літрів забезпечує збільшення робочого часу і знижує простої. Ці агрегати потребують агрегатування з потужними тракторами тягового класу 3.0. Такі високопродуктивні агрегати застосовуються для обробки площ від 500 га. На полях площею від 50 до 250 га доцільно використовувати агрегат у складі сівалок СЗ-5,4 або СТС-2.

Витрати палива максимальні (табл. 1, табл. 2) у машинного агрегату John Deere 6830+SpeedI 3000. У нього продуктивність у порівнянні з іншими знаходиться на досить низькому рівні і найбільші прямі затрати.

Аналізуючи прямі експлуатаційні витрати на проведення сівби встановлено, що агрегатування з енергетичними засобами вітчизняного виробництва є дешевшим в порівнянні з тракторами іноземного виробництва.

Вітчизняна посівна техніка у кілька разів дешевша зарубіжних аналогів, при цьому вона не поступається за показниками продуктивності і витрати палива. Тому важливим є створення і виробництво сучасної вітчизняної конкурентоздатної техніки, а також ефективне її використання. Це надає необхідні передумови для виконання механізованих робіт у встановлені агростроки при одночасному підвищенні їх якості, зменшенні затрат праці й коштів, збільшенні врожайності зернових культур.

Висновки

Проведений аналіз експлуатаційно-економічних показників використання посівних агрегатів, скомлектованих з енергетичних засобів і машин вітчизняного і зарубіжного виробництва.

Дослідження та обґрунтування доцільності вибору посівного агрегату визначається рядом факторів: технологією попереднього обробітку грунту, обсягом виробництва зернових культур,

фінансовими можливостями господарства, і впливає на ефективність виробничого процесу господарства.

Список літератури

1. *http://www.agro-business.com.ua*/ekonomichnyi-gektar/6145-perspektyvy-rynku-zerna-vrozhaiu-2016-roku.html.
2. *Лихочвор В. В., Петриченко В. Ф.* Рослинництво. Сучасні інтенсивні технології вирощування основних польових культур. Львів: НВФ «Українські технології». 2006. С. 730.
3. *Каленська С. М., Шевчук О. Я., Дмитришак М. Я.* Рослинництво: підручник. Київ. НАУ. 2005. С. 502.
4. *Гречкосій В. Д., Войтюк В. Д., Василюк В. І., Шатров Р. В., Опалко В. Г.* Сучасні технології і техніка для сівби сільськогосподарських культур: навчальний посібник. Ніжин. ПП Лисенко М. М. 2013. С. 76.
5. *Гречкосій В. Д., Дмитришак М. Я., Шатров Р. В.* Комплексна механізація виробництва зерна: навчальний посібник. Київ. ТОВ «Нілан-ЛТД». 2012. С. 288.
6. *Мельник І. І., Зубко В. М., Хворост Т. В.* Інформаційна технологія оцінки роботи машинних агрегатів. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. 2015. Вип. 156. С. 222–230. Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vkhdtusg_2015_156_36.
7. *Пивовар П. В.* Переваги та недоліки методичних підходів до формування МТП сільськогосподарських підприємств. Вісник Житомирського національного агроекологічного університету. 2014. № 1-2(2). С. 13–23. Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vzhnau_2014_1-2%282%29__4.
8. *Погорелый Л. В., Брей В. В.* Применение методов системного анализа при испытаниях сельскохозяйственной техники. Обзорная информация ЦНИИТЭИ В/О “Сельхозтехника”. Москва. ЦНИИТЭИ в/о “Сельхозтехника”. 1976. С. 68.

References

1. *http://www.agro-business.com.ua* (2017). ekonomichnyi-gektar/6145-perspektyvy-rynku-zerna-vrozhaiu-2016-roku.html.
2. *Likhchvor, V. V., Petrichenko, V. F.* (2006). Plant growing. Modern intensive technologies of growing the main field crops. Lviv. Ukrainian Technologies Technology Foundation. 730.
3. *Kalenska, S. M., Shevchuk, O. Ya., Dmitryshak, M. Ya.* (2005). Crop production: textbook. Kiev. NAU. 502.
4. *Grechkosii, V. D., Voytyuk, V. D., Vasilyuk, V. I., Shatrov, R. V., Opalko, V. G.* (2013). Modern technologies and techniques for sowing crops: textbook. Nizhyn. Lysenko. 76.
5. *Grechkosii, V. D., Dmitryshak, M. Ya., Shatrov, R. V.* (2012). Comprehensive mechanization of grain production: manual. Kiev. LLC "Nilan-LTD". 288.
6. *Melnyk, I. I., Zubko, V. M., Hvorost, T. V.* (2013). Information technology evaluation of work of machine aggregates. Bulletin of Kharkiv National Technical University of Agriculture named after Petr Vasilenko. Issue 156. 222–230. Access mode: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vkhdtusg_2015_156_36.
7. *Pogoreliy, P. V.* (2014). Advantages and disadvantages of methodical approaches to the formation of ICP agricultural enterprises. Bulletin of Zhytomyr National Agroecological University. No 1-2 (2). 13–23. Access mode: http://nbuv.gov.ua/ UJRN/Vzhnau_2014_1-2%282%29__4.

8. *Pogoreliy, P. V., Brey V. V.* (1976). Application of methods of system analysis in the testing of agricultural machinery. Agricultural machinery. 68.

ОБОСНОВАНИЕ СОСТАВА ПОСЕВНЫХ АГРЕГАТОВ ДЛЯ РАЗНЫХ УРОВНЕЙ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ СЕВА

А. Ю. Горбовый

Аннотация. *Обеспечение оптимальных условий для прорастания и развития растений определяется конструктивными особенностями посевных машин, их соответствием биологическим особенностям культуры, а также особенностям технологических процессов выращивания.*

Работа посевных агрегатов оценивалась по показателям производительности, эксплуатационных затрат, затрат рабочего времени, расхода топлива на гектар обработки. При этом выбор агрегатов проводился из большого набора марок применяемых энергосредств и машин, различных вариантов использования взаимозаменяемой техники.

Проведенный анализ эксплуатационно-экономических показателей использования посевных агрегатов, скомплектованных из энергетических средств и машин отечественного и зарубежного производства.

Исследование и обоснование целесообразности выбора посевного агрегата определяется рядом факторов: технологии предварительного обработки, объемом производства зерновых культур, финансовыми возможностями хозяйства и влияет на эффективность производственного процесса хозяйства.

Ключевые слова: ***зерновая сеялки, машинный агрегат, эксплуатационно-экономический показатель***

JUSTIFICATION OF COMPOSITION OF SOWING AGGREGATES FOR DIFFERENT LEVELS OF INTENSIFICATION OF TECHNOLOGICAL PROCESSES OF SEEDER

A. Yu. Gorboviy

Abstract. *Ensuring optimal conditions for germination and development of plants is determined by the design features of the sowing machines, their correspondence to the biological characteristics of the crop, and also to peculiarities of technological processes of cultivation.*

The work of sowing aggregates was evaluated by performance indicators, operating costs, working time, fuel consumption per hectare of processing. At the same time, the choice of aggregates was carried out from a large set of brands of used energy resources and machines, various options for the use of interchangeable equipment.

The carried out analysis of operational and economic indicators of the use of sowing units, completed from power tools and machines of domestic and foreign production.

The study and rationale for the expediency of selecting a seeding unit is determined by a number of factors: the technology of preliminary processing, the volume of production of grain crops, the financial possibilities of the economy and affects the efficiency of the production process of the economy.

Key words: ***grain seeders, machine aggregate, operational and economic indicator***

УДК 629.113

АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ СТЕНДІВ ТА МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕНЬ ПРИ ВИВЧЕННІ СКЛАДНОЇ ВЗАЄМОДІЇ КОЛЕСА ТА РОДЮЧОГО ШАРУ ҐРУНТУ

С. М. Кухарець, доктор технічних наук
Житомирський національний агроекологічний університет
В. В. Чуба, кандидат технічних наук
Я. О. Меланченко, студент
Національний університет біоресурсів і природокористування України
e-mail: vvchuba@ukr.net

Анотація. *Сучасні тенденції розвитку сільськогосподарської техніки та технологій свідчать про широке застосування широкозахватних агрегатів. При цьому спостерігається збільшення ваги енергозасобів та робочих агрегатів. Привідним колесам необхідно забезпечити реалізацію необхідної потужності для забезпечення руху мишинно-тракторного агрегату. Крім статичного тиску в зоні контакту колеса із ґрунтом, від власної ваги машинно-тракторного агрегату, при реалізації тягової сили ведучими колесами виникає динамічне навантаження ґрунту крутним моментом, що призводить до буксування колеса та зміни структури у повздовжньому напрямку за рахунок ущільнення, руйнування та перетирання ґрунту. Як наслідок спостерігається руйнування родючого шару ґрунту, що призводить до зменшення урожайності культур, які вирощуються. Проведення широких польових випробувань роботи МТА при різних ґрунтових умовах*

© С. М. Кухарець, В. В. Чуба, Я. О. Меланченко, 2017

The carried out analysis of operational and economic indicators of the use of sowing units, completed from power tools and machines of domestic and foreign production.

The study and rationale for the expediency of selecting a seeding unit is determined by a number of factors: the technology of preliminary processing, the volume of production of grain crops, the financial possibilities of the economy and affects the efficiency of the production process of the economy.

Key words: ***grain seeders, machine aggregate, operational and economic indicator***

УДК 629.113

АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ СТЕНДІВ ТА МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕНЬ ПРИ ВИВЧЕННІ СКЛАДНОЇ ВЗАЄМОДІЇ КОЛЕСА ТА РОДЮЧОГО ШАРУ ҐРУНТУ

С. М. Кухарець, доктор технічних наук
Житомирський національний агроекологічний університет
В. В. Чуба, кандидат технічних наук
Я. О. Меланченко, студент
Національний університет біоресурсів і природокористування України
e-mail: vvchuba@ukr.net

Анотація. *Сучасні тенденції розвитку сільськогосподарської техніки та технологій свідчать про широке застосування широкозахватних агрегатів. При цьому спостерігається збільшення ваги енергозасобів та робочих агрегатів. Привідним колесам необхідно забезпечити реалізацію необхідної потужності для забезпечення руху мишинно-тракторного агрегату. Крім статичного тиску в зоні контакту колеса із ґрунтом, від власної ваги машинно-тракторного агрегату, при реалізації тягової сили ведучими колесами виникає динамічне навантаження ґрунту крутним моментом, що призводить до буксування колеса та зміни структури у повздовжньому напрямку за рахунок ущільнення, руйнування та перетирання ґрунту. Як наслідок спостерігається руйнування родючого шару ґрунту, що призводить до зменшення урожайності культур, які вирощуються. Проведення широких польових випробувань роботи МТА при різних ґрунтових умовах*

© С. М. Кухарець, В. В. Чуба, Я. О. Меланченко, 2017

та з різним типом шин задача досить затратна. Також слід відмітити, що польові випробування дають можливість змоделювати роботу тільки певного МТА в певних досить вузьких межах параметрів робочої зони.

В статті виконано аналіз застосування існуючих методів та конструкційного виконання стендів для досліджень взаємодії колеса із поверхнями зчеплення. Обґрунтовано конструкцію стенду для моделювання складних навантажень, що виникають під час взаємодії сільськогосподарських шин із родючим шаром ґрунту. Реалізація запропонованої схеми дасть змогу виконувати дослідження із моделювання складних навантажень в парі ґрунт та колесо в досить широких межах.

Ключові слова: ***сільськогосподарська шина, родючий шар ґрунту, зона контакту, тягова сила, взаємодія колеса з ґрунтом***

Постановка проблеми. Сучасні тенденції розвитку технічного забезпечення сільського господарства полягають у застосуванні широкозахватних агрегатів, що в свою чергу вимагає збільшення потужності привідних енергетичних засобів. Забезпечення енергозасобами необхідної потужності зводиться до можливості її реалізації за рахунок взаємодії привідних коліс із опорною поверхнею. При підвищенні потужності, як правило, підвищується конструкційна маса енергозасобу, і саме тому досить часто для реалізації необхідної потужності застосовують додаткові баластні маси. Це призводить до збільшення питомих тисків в зоні контакту колеса з ґрунтом, як наслідок відбувається збільшення ущільнення ґрунту. Крім статичного тиску в зоні контакту колеса із ґрунтом, від власної ваги машинно-тракторного агрегату, при реалізації тягової сили ведучими колесами виникає динамічне навантаження ґрунту крутним моментом, що призводить до буксування колеса та зміни структури у повздовжньому напрямку за рахунок ущільнення, руйнування та перетирання ґрунту. Наведені фактори призводять до зміни структури ґрунту, що в свою чергу, призводить до погіршення його властивостей як середовища для розвитку рослин та зменшують його протиерозійну здатність.

Тому однією із головних задач сучасної землеробської механіки, є вивчення взаємодії колеса із родючим шаром, та пошуків можливих шляхів зменшення негативного впливу на ґрунт.

Аналіз останніх досліджень. Інтенсивний розвиток призвів до збільшення кількості необхідних технологічних проходів МТА по полю, що призводить до ущільнення ґрунту та зміни його структури [1, 2]. Авторами відмічено збільшення кількості грудок діаметром

більше 10 мм на глибині пласта до 60 см та значне зростання кількості пилоподібних частинок ґрунту діаметром менше 0,25 м. При створенні зчіпної сили крім сил тертя, виникає опір ґрунту від дії на нього ґрунтозачепів. При реалізації тягової сили спостерігається зріз пласту ґрунту та виникає явище буксування. В площині зрізу з'являється тертя між пластами ґрунту, що призводить до руйнування його природньої структури [3]. Тиск ваги МТА зменшує пористість ґрунту, порушує розподіл вологи, змінює теплопровідність, що комплексно призводить до зменшення врожайності. Під дією тиску ґрунт знаходиться в складному напруженому стані, в ньому виникають як нормальні так і дотичні напруження [4].

Мета досліджень. Провести аналіз методів та технічних засобів, що здатні забезпечити одночасне моделювання впливу прикладеної ваги та крутного моменту на ведуче колесо при створенні відповідної тягової сили.

Результати досліджень. Сучасні виробники розробили різноманітні за формою протектори сільськогосподарських шин для забезпечення працездатності в тих чи інших дорожніх умовах. Привідні колеса енергозасобу виконують функцію утворення тягової сили МТА і повинні забезпечувати зчеплення з ґрунтом при мінімальному тиску на нього та забезпечувати мінімальне значення буксування. Для визначення тих чи інших параметрів роботи колеса використовують різноманітні методи та обладнання для моделювання відповідних робочих умов.

Багато праць присвячених вивченню подовжніх та поперечних напружень в зоні контакту шини з опорною поверхнею виконані на барабанних стендах різноманітної конструкції. У дослідженні зчеплення шин з дорожнім покриттям описано використання барабанних стендів із внутрішньою [5] або зовнішньою поверхнею кочення [6, 7]. Одним із недоліків барабанних стендів є кривизна поверхні барабану, що вносить похибки в результати експериментів. Також слід зазначити, що суттєвим недоліком стендів з біговими барабанами є неспроможність моделювання ними умов створення тягової сили [8] ведучими колесами або моделювання тягового опору. В роботі [9] для визначення тягового опору перекочування на різному агрофоні автори використовували метод буксирування (рис. 1), горизонтальне навантаження задавалося вагою самого енергозасобу. При дослідженні впливу тиску в шині на ґрунт при різному вертикальному навантаженні та швидкості руху автори [10] використовували закріплене в каретці, за допомогою тензодатчиків, колесо, яке рухалося по ґрунтовому каналу (рис. 2). Тиск на ґрунт моделювався за допомогою зміни тиску вертикального гвинта на

закріплене колесо, швидкість руху варіювалася за допомогою зміни обертів електродвигуна, який буксирував каретку по ґрунтовому каналу.



Рис. 1. Вимірювання опору перекочуванню енергозасобу.

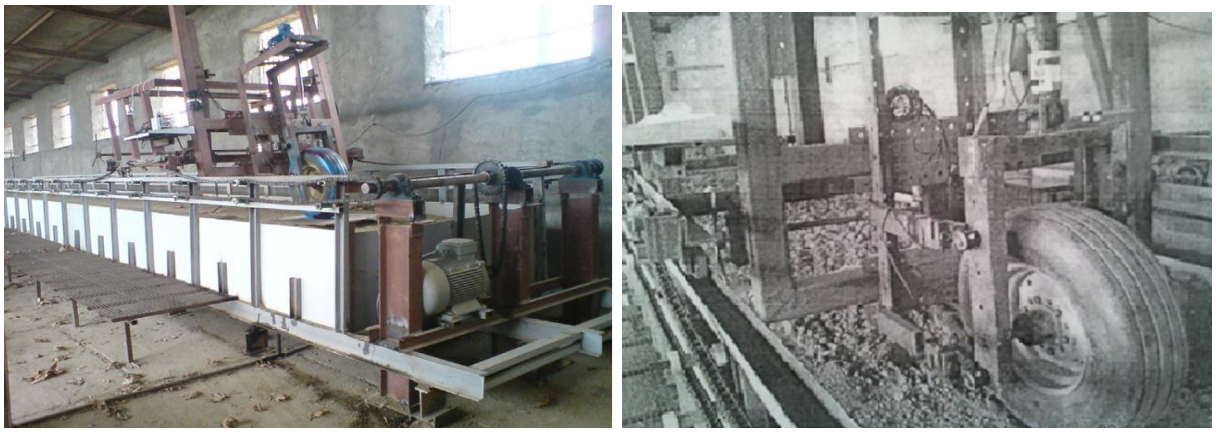


Рис. 2. Дослідження впливу тиску в шині на грунт.

Слід зазначити, що даний метод використаний в роботі [9, 10] дозволяє визначити опір перекочування та вплив на ґрунт веденого колеса, а не привідного. Це відбувається при реалізації енергозасобом необхідної потужності. При проведенні цифрової фотограмметрії сільськогосподарських шин для формування 3-d відбитка шини [11] використовувалася сервопривідна гідравлічна машина, яка дозволяє моделювати вертикальне навантаження на колесо в бункері наповненому ґрунтом (рис. 3).

В роботі [12], при визначенні зміни тягової сили в залежності від тиску в шині, від вертикального навантаження та вологості ґрунту, застосовано експериментальний стенд (рис. 4). Реалізація

наведеної схеми дала можливість виконати навантаження пневматичного колеса горизонтальним зусиллям і прикладати до вісі колеса відповідний крутний момент.



Рис. 3. Система статичного навантаження колеса.

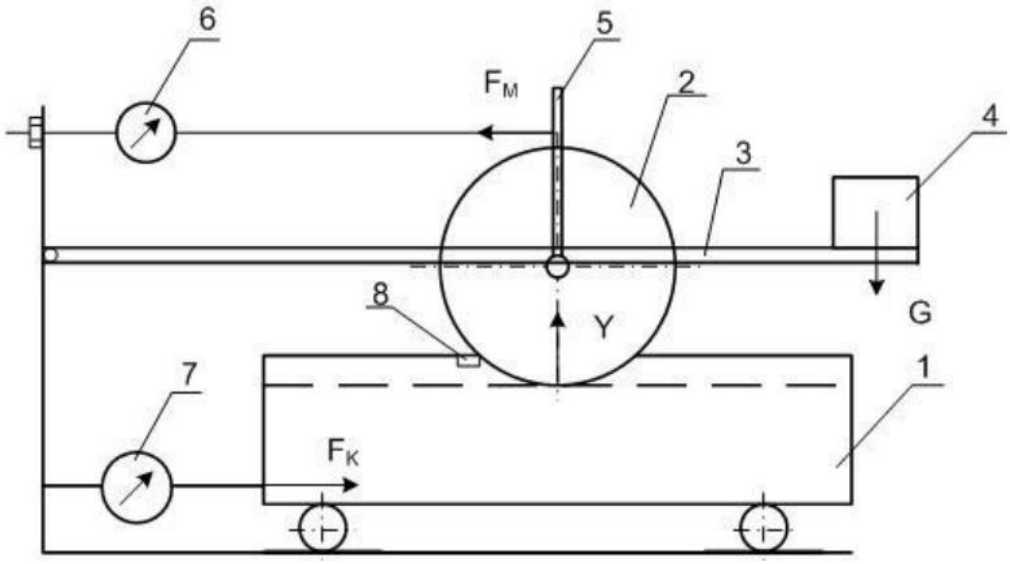


Рис. 4. Принципова схема стенда з ґрунтовим каналом для визначення тягових параметрів ведучих коліс: 1 – грунтовий канал; 2 – колесо, що випробується; 3 – навантажжувальна рамка; 4 – баластна вага; 5 – важель крутного моменту; 6 – тензометрична рамка вимірювання крутного моменту; 7 – тензометрична ланка вимірювання тягової сили; 8 – датчик лінійних переміщень.

Застосування даної принципової схеми надає можливість виконати дослідження впливу тиску в колесі та вертикального

навантаження на зміну максимальної тягової сили, при якій починає відбуватися повне буксування колеса. Слід зазначати, що застосування даної принципової схеми не дає змогу оцінити опір перекочуванню колеса та змоделювати рух із різним ступенем буксування крім повного.

Враховуючи, що параметри тягової сили, вертикального зусилля, опір перекочування та буксування привідного колеса пов'язані між собою, нами запропонована принципова схема стенду для визначення характеристик деформування коліс та ґрунту при прикладенні складних навантажень (рис. 5).

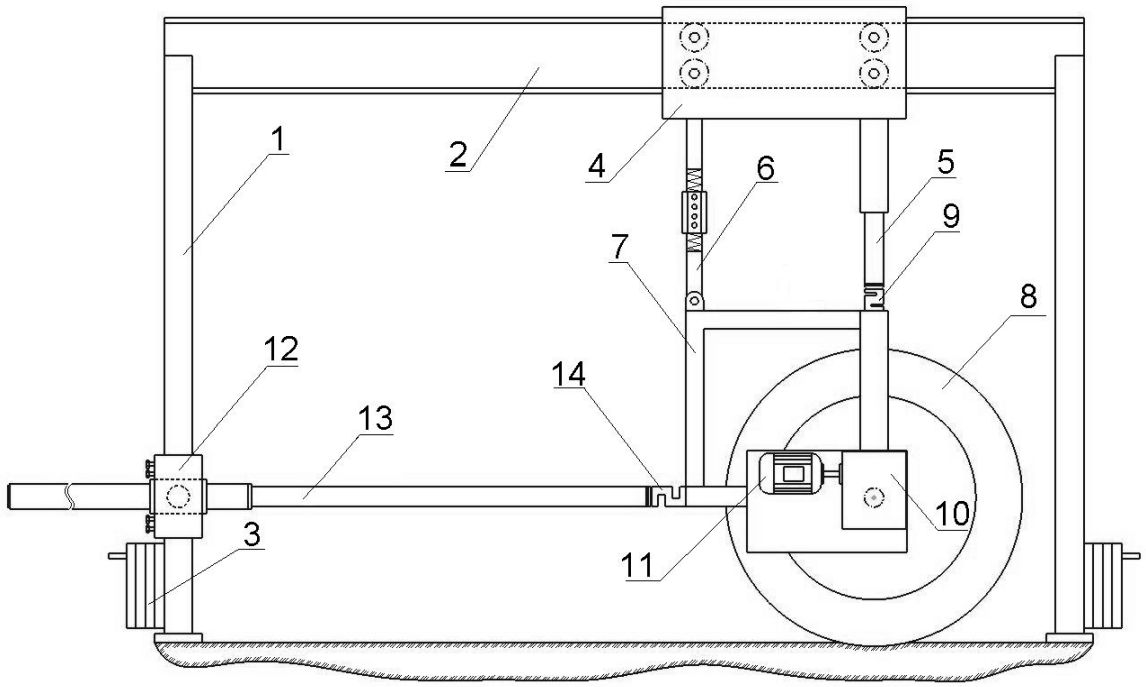


Рис. 5. Принципова схема стенду для прикладення складних навантажень до колеса: 1 – вертикальна стійка; 2 – горизонтальна балка; 3 – баластна вага; 4 – рухома каретка; 5 – гідроциліндр вертикального навантаження; 6 – компенсуюча вертикальна стійка; 7 – рама приводу колеса; 8 – колесо; 9 – тензодатчик вертикального навантаження; 10 – приводний редуктор; 11 – електродвигун приводу; 12 – рухоме кріплення; 13 – гідроциліндр горизонтального навантаження; 14 – тензодатчик горизонтального зусилля.

Конструкція стенду (рис. 5) передбачає створення складних навантажень на колесо 8 за допомогою одночасної дії вертикального навантаження від гідроциліндру 5, крутного моменту на валу колеса, що задається приводним редуктором 10, за допомогою електродвигуна 11, гідроциліндру горизонтального навантаження 13, який протидіє тяговій силі. Оскільки рама приводу колеса 7 закріплена до рухомої каретки 4, за допомогою гідроциліндру

вертикального навантаження та компенсуючої вертикальної стійки 6, колесо має змогу переміщатися в горизонтальній площині. Стійка 6 шарнірно з'єднана з привідною рамою та дає можливість регулювати довжини для встановлення горизонтального рівня привідної рами під час моделювання різного вертикального навантаження. Також стійка компенсує обертальний момент привідної рами при створенні крутного моменту на валу колеса.

Гідроциліндр горизонтального навантаження має можливість рухати колесо у веденому режимі при різному вертикальному навантаженні. Коли до осі колеса прикладається крутний момент, за допомогою дроселювання відповідних каналів, гідроциліндр 13 створює постійне осьове навантаження стиску або витягування, що імітує опір тяговій силі. Для забезпечення горизонтальної дії сили опору до осі колеса при різному вертикальному навантаженні, кріплення гідроциліндра 12 до вертикальної стійки 1 виконано рухомим. Для забезпечення вертикального навантаження у відповідних межах стенд може баластуватися додатковою вагою 3. Для зміни агрофону запропоновану конструкцію передбачено виконувати розбірною. Вертикальне та горизонтальне зусилля фіксуватиметься за допомогою S – подібних тензодатчиків.

Реалізація розробленого стенду дає змогу виконати навантаження колеса ідентичними до робочих зусиль силами,які утворюються при взаємодії колеса з ґрунтом та виконувати моделювання складних навантажень в досить широких межах. Колесо може бути навантажене як в статичним так і динамічним зусиллями, досліджуватися у ведучому і веденому режимах руху.

Висновки

1. В результаті аналізу розглянуто існуючі стенди та проаналізовані різні методи проведення випробувань привідного колеса, які дозволяють стверджувати про необхідність створення стенду для проведення досліджень, з можливістю імітування складних навантажень яких зазнає колесо і ґрунт в реальних умовах експлуатації.

2. Проведені дослідження дали змогу розробити схему стенду для моделювання роботи колеса при складних навантаженнях, яку планується реалізувати для подальшого вивчення взаємодії ґрунту з колесом.

Список літератури

1. *Бондарев А. Г.*, *Медведев В. В., Русанов В. А.* Уплотнение почв техникой. Проблемы почвоведения. Советские почвоведы к XIV Международному конгрессу почвоведов. Москва. Наука. 1990. С. 20–25.

2. *Зоценко М. Л., Коваленко В. І.* Інженерна геологія. Механіка ґрунтів, основи та фундаменти: підручник. Полтава. ПНТУ. 2003. 554 с.

3. *Бабій А. В.* Огляд проблематики ущільнення ґрунту рушіями. енергозасобів. Актуальні задачі сучасних технологій: зб. тез доповідей міжнар. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів. Тернопіль, 17–18 листопада 2016. ТНТУ. 2016. С. 108.
4. *Довжик М. Я., Татьянченко Б. Я., Соларьов О. О.* Напружено-деформований стан ґрунту під слідом колеса транспортного засобу. Матеріали міжнар. науково-практ. конф. Науково-технічний прогрес у сільськогосподарському виробництві. Мінськ, 28-30 листопада 2013. С. 57–62.
5. *Калинковский В. С., Маслов И. В.* Модернизация универсального стенда модели 3327 для испытания шин и резино-технических изделий. Каучук и резина. 1987. № 7. С. 35–38.
6. *Зарщиков А. М., Дик А. Б.* Стенд для исследования выходных характеристик шин легковых автомобилей. Труды Междунар. конф. Проблемы шин и резинокордных композитов. Четвертый симпозиум. Москва. НИИШП. 1992. С. 112–118.
7. *Захаров С. П., Новопольский В. И.* Распределение удельного давления шины на дорогу при высоких скоростях. Москва. Госхимиздат. 1957. С. 131–153.
8. *Golub G. A.* Determining the magnitude of traction force on the axes of drive wheels of self-propelled machines. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2017.
9. *Botta G. F., Tolon-Becerra A., Tourn M., Lastra-Bravo X., Rivero D.* Agricultural traffic: Motion resistance and soil compaction in relation to tractor design and different soil conditions. *Soil Till. Res.* 2012, *120*, 92–98. https://doi.org/10.1016/j.still.2011.11.008.
10. *Taghavifar H., Mardani A.* Investigating the effect of velocity, inflation pressure, and vertical load on rolling resistance of a radial ply tire. Journal of Terramechanics. 50. 99–106. https://doi.org/10.1016/j.jterra.2013.01.005.
11. *Kenarsar A., Vitton S., Beard J.* Creating 3D models of tractor tire footprints using close-range digital photogrammetry. Journal of Terramechanics. 74. 1–11. https://doi.org/10.1016/j.jterra.2017.06.001.
12. *Овсянников С. И.* Тяговые параметры пневматических шин мотоагротехники. Вісник ХНТУСГ. Харків. 2014. Вип. 2. С. 102–107.

References

1. *Bondarev, A. G., Medvedev, V. V., Rusanov, V. A.* (1990). Soil compaction equipment. Problems of soil science. Soviet soil scientists to VII International Congress of soil scientists. Moscow. Nauka. 20–25.
2. *Sienko, N. L., Kovalenko, V. I.* (2003). Engineering Geology. Soil mechanics, bases and foundations: textbook. Poltava. PNTU. 554.
3. *Babiy, A. B.* (2016). Overview of the problems of compaction wheels. energocredit. Actual problems of modern technology: proceedings of abstracts of the Intern. Sciences.-tech. Conf. young scientists and students. Ternopil, 17-18 November 2016. TNTU. 108.
4. *Dovzhik, N. J., Tatyanchenko, Ya., Solarov, A. A.* (2013). Stress-strain state of soil under the wheel track of the vehicle. Proceedings of the international. nauchno-prakt. Conf. Scientific-technical progress in agricultural production. Minsk, 28-30 November 2013. 57–62.
5. *Kalinowski, B. C., Maslov, I. V.* (1987). Modernization of the universal stand model 3327 to test tires and rubber products. Rubber and rubber. No 7. 35–38.

6. *Zarshchikov, A. M., Duc, A. W.* (1992). Stand for investigation of output characteristics of passenger car tyre. Proceedings of International. Conf. Problems of tires and rubber-cord composites. The fourth Symposium. Moscow. 112–118.
7. *Zakharov, S. P., Noworolski, V. S.* (1957). Pressure distribution of the tyre on the road at high speeds. Moscow. Goskhimizdat. 131–153.
8. *Golub, G. A.* (2017). Determining the magnitude of traction force on the axes of drive wheels of self-propelled machines. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 20.
9. *Botta, G. F, Tolon-Becerra, A., Tourn, M., Lastra-Bravo, X., Rivero, D.* (2012). Agricultural traffic: Motion resistance and soil compaction in relation to tractor design and different soil conditions. Soil Till. Res. 120. 92–98. https://doi.org/10.1016/j.still. 2011.11.008.
10. *Taghavifar, H., Mardani, A.* (2016). Investigating the effect of velocity, inflation pressure and vertical load on rolling resistance of a radial ply tire. Journal of Terramechanics. 50. 99–106. https://doi.org/10.1016/j.jterra.2013.01.005.
11. *Kenarsar, A., Vitton, S., Beard, J.* (2017). Creating 3D models of tractor tire footprints using close-range digital photogrammetry. Journal of Terramechanics. 74. 1–11. https://doi.org/10.1016/j.jterra.2017.06.001.
12. *Ovsyannikov, S. S.* (2014). Traction parameters of pneumatic tires motorotonic. Bulletin of INTOSH. Kharkov. Vol. 2. 102–107.

АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ СТЕНДОВ И МЕТОДОВ ИССЛЕДОВАНИЙ ПРИ ИЗУЧЕНИИ СЛОЖНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОЛЕСА И ПЛОДОРОДНОГО СЛОЯ ПОЧВЫ

М. Н. Кухарець, В. В. Чуба, Я. О. Меланченко

Аннотация. *Современные тенденции развития сельскохозяйственной техники и технологий свидетельствуют о широком применении широкозахватных агрегатов. При этом наблюдается увеличение веса энергосредств и рабочих агрегатов. Приводным колесам необходимо обеспечить реализую соответствующей мощности для обеспечения движения машинно-тракторного агрегата. Кроме статического давления в зоне контакта колеса с грунтом, от собственного веса машинно-тракторного агрегата, при реализации тяговой силы ведущими колесами возникает динамическая нагрузка почвы крутящим моментом, что приводит к буксировке колеса и изменению структуры в продольном направлении за счет уплотнения, разрушения и перетирания почвы. В результате наблюдается разрушение плодородного слоя почвы, что приводит к уменьшению урожайности культур которые возделываются. Проведение широких полевых испытаний работы МТА при различных грунтовых условиях и с разным типом шин – задача достаточно затратная. Также следует отметить, что полевые испытания дают возможность смоделировать работу только определенного МТА в определенных, довольно узких пределах параметров рабочей зоны.*

В статье выполнен анализ применения существующих методов и конструкционного исполнения стендов для исследований взаимодействия колеса с поверхностями сцепления. Обоснованно конструкцию стенда для моделирования сложных нагрузок, возникающих при взаимодействии сельскохозяйственных шин с плодородным слоем почвы. Реализация предложенной схемы позволит проводить исследования по моделированию сложных нагрузок в паре почва и колесо в достаточно широких пределах.

Ключевые слова: ***сельскохозяйственная шина, плодородный слой почвы, зона контакта, тяговая сила, взаимодействие колеса с почвой***

ANALYSIS OF STRUCTURES OF STANDS AND METHODS OF RESEARCHES IN STUDY OF COMPLEX INTERACTION OF WHEELS AND FROGS LAYER OF SOIL

S. M. Kukharets, V. V. Chuba, Ya. O. Melanchenko

Abstract. *Modern trends in the development of agricultural machinery and technologies indicate the widespread use of wide-swing aggregates. At the same time there is an increase in the weight of energy resources and working units. The drive wheels must be provided to realize the necessary power to ensure the movement of the machine-tractor unit. In addition to the static pressure in the contact zone of the wheel with the ground, from the weight of the machine and tractor unit, when the traction force is realized by the driving wheels, the dynamic load of the soil generates a torque, which leads to the towing of the wheel and the change in the structure in the longitudinal direction due to compaction, destruction and grinding of the soil . As a result, destruction of the fertile soil layer is observed, which leads to a decrease in crop yields of crops that are cultivated. Conducting extensive field testing of the machine-tractor unit operation under various ground conditions and with different types of tires is a costly task. It should also be noted that field trials make it possible to simulate the operation of only a certain machine-tractor unit in certain rather narrow limits of the parameters of the working area.*

The article analyzes the application of existing methods and structural design of stands for studying the interaction of the wheel with the adhesion surfaces. The design of the stand for simulation of complex loads arising from the interaction of agricultural tires with a fertile soil layer is justified. The implementation of the proposed scheme will make it possible to carry out studies on modeling complex loads in pair of soil and wheel in fairly wide range.

Key words: ***agricultural tire, fertile soil layer, contact zone, tractive force, wheel-to-soil interaction***

УДК 656.13.072.073

ІМПЛЕМЕНТАЦІЯ ДЕРЖАВОЮ ЄВРОПЕЙСЬКИХ ВИМОГ В ГАЛУЗІ ПАСАЖИРСЬКИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ В УКРАЇНИ

П. А. Овчар, кандидат наук з державного управління
Національний університет біоресурсів і природокористування України
e-mail:p.ovchar22@ukr.net

Анотація. *Серед основних завдань щодо приведення законодавчих та нормативних змін, які регулюють діяльність автомобільних перевезень пасажирів та вантажів, є розробка нового Закону України «Про Автомобільний транспорт».*

Достовірність результатів досліджень обумовлена застосуванням основних законів та дотримання нормативно-правових основ, достатньою апробацією в публікаціях і в доповідях на міжнародних науково-технічних конференціях. Стаття присвячена вирішенню однієї із нагальних проблем щодо імплементації європейських вимог та приведення діяльності суб'єктів господарювання до ринкових умов роботи в галузі автомобільного транспорту.

В роботі на основі теоретичних досліджень удосконалено механізм формування тарифів на послуги з перевезення пасажирів, вимог до сертифікації та технічного контролю транспортних засобів, вимог до управлінського персоналу суб'єктів господарювання у галузі автомобільних перевезень, основних положень щодо прийняття регламенту (ЄЕС) з метою забезпечення гармонізації системи міжнародних та внутрішніх пасажирських та вантажних перевезень.

В статті розглядаються результати дослідження операційних стратегій реформування автомобільної галузі України, які включають такі складові, як формування системи управління транспортними процесами в галузі пасажирських перевезень, управління якістю перевезення, зменшення транспортних витрат. В статті головною метою є організація максимально ефективної діяльності транспортних підприємств та їх взаємодії із органами влади та громадськістю. Вирішення питань, які гостро стоять перед перевізниками в процесі здійснення їх основного виду діяльності – наданні послуг є одним із пріоритетних напрямків роботи структурних підрозділів Мінінфраструктури та Департаменту стратегічного розвитку дорожнього ринку та автомобільних перевезень зокрема.

© П. А. Овчар, 2017

Ключові слова: ***імплементація, пасажирські перевезення, стратегії, Євроінтеграційна угода, транспорт, гармонізація системи, автомобільний транспорт***

Постановка проблеми. Рівень розвитку транспортної системи держави свідчить про її цивілізованість та розвиток економіки в цілому, проте сучасний стан ринку пасажирських перевезень України один з найбільш проблемних та заангажованих. Неефективність діючої стратегії розвитку призвела до повномасштабної кризи, повної некерованості та зубожіння галузі.

Недосконале правове регулювання даної сфери та як наслідок надмірне втручання держави у життя галузі породжують ряд негативних соціальних наслідків як для перевізника, так і для споживача транспортних послуг.

Сьогодні існує проблема неузгодженості і протиріччя ринкових умов роботи з методами та принципами державного регулювання галузі автомобільного транспорту, що створило гальмівний фактор подальшого утворення конкурентного середовища і як наслідок привело до відсутності інвестиційної привабливості та неможливості подальшого розвитку ринкових відносин в даній сфері. З причини відсутності комерційної зацікавленості, бізнес регулярних автобусних перевезень в Україні на сьогоднішній день майже не розвивається.

Вся країна більше 20 років назад взяла курс на ринкову економіку, а сектор автомобільних пасажирських перевезень продовжує регулюватися механізмами і принципами централізованої планової економіки радянського періоду, які увійшли в протиріччя з ринковими принципами та умовами роботи.

Користуючись старими нормами, держава продовжує управляти капіталом інвестора і проводити конкурси на капіталізований приватний бізнес регулярних міжміських автобусних перевезень. Жодна країна Європи такого не робить, тому що це є безпосередньо гальмівним фактором і потужною перепоною для розвитку.

Аналіз останніх досліджень. Дослідженнями транспортного обслуговування підприємств займаються такі вчені, як Є. А. Бузовський, В. Г. Василенко, М. Г. Вергун, В. А. Гоберман, Л. Ф. Кормаков, В. І. Котелянець, та інші [1].

Підкреслюючи вагомість сформованих теоретико-методологічних та практичних розробок зазначених вчених, слід зазначити, що у вітчизняній економічній науці питанням транспортного обслуговування пасажирів, на наш погляд, приділяється ще недостатньо уваги. Зокрема, потребує додаткового

вивчення вплив рівня транспортного обслуговування на конкурентоспроможність послуг, формування операційної стратегії транспортного обслуговування, забезпечення високої якості транспортних процесів.

Метою досліджень є підвищення ефективності пасажирських перевезень шляхом впровадження Європейських вимог в галузі пасажирських перевезень.

Результати досліджень. Аналізуючи офіційну статистику кількості відправлень (перевезень) пасажирів автомобільним транспортом (автобуси) у порівнянні з іншими видами транспорту, їх кількість становить близько 44 %, міський електротранспорт – 49% [1].

Серед основних завдань стосовно приведення у відповідність законодавчих та нормативних актів до вимог регламентів ЄС, які регулюють діяльність внутрішніх та міжнародних автомобільних перевезень пасажирів та вантажів є розробка нової редакції Закону України "Про автомобільний транспорт", та внесення фундаментальних змін до діючого закону.

Дотримання нормативних та правових положень Регламенту ЄС, які забезпечують ринкові умови роботи, забезпечать конкурентоспроможність послуг перевезень, створять розподіл дозволів максимально прозорим та таким, що унеможливив будь-які прояви корупційних ознак в організації ефективних процесів при перевезенні вантажів та пасажирів.

За даними сайту Міністерства інфраструктури у міжміському сполученні автомобільним транспортом (автобуси) перевезено 148 млн. пасажирів із 225 млн., тролейбусами 6 млн. У приміському сполученні автомобільним транспортом (автобуси) перевезено 621 млн. пасажирів із 990 млн.

У міському сполученні перевезено 5407 млн. пасажирів з них: автомобільним транспортом (автобуси) 2575 млн.; тролейбусами 1300 млн.; трамваями 757 млн.; метрополітеном 775 млн.

Пасажирообіг автомобільним транспортом (автобуси) становить: 49 млрд.пас.км, що становить 38 % від всіх видів транспорту, тролейбусами – 7,6 млрд.пас.км, що становить 6 %, трамваями – 4.1 млрд.пас.км, що становить 3 %.

На даний час в автомобільній транспортній системі України налічується більше 9,2 млн. транспортних засобів, у тому числі: 6,9 млн. легкових автомобілів; 250 тис. автобусів; 1,3 млн. вантажних автомобілів; понад 840 тис. од. мототранспорту.

У цілому, на ринку комерційних перевезень в цей час здійснюють підприємницьку діяльність майже 56,2 тис. перевізників, які в своїй діяльності використовують більш 154 тис. транспортних

засобів. На сьогодні в Україні нараховується близько 240 підприємств, які виконують міжнародні перевезення пасажирів. Маршрутна мережа єднає Україну з 23 іноземними країнами та становить понад 400 регулярних автобусних маршрутів. На обслуговуванні цих маршрутів задіяно понад 1,5 тисячі автобусів.

Парк автобусів українських перевізників, у зв'язку з відсутністю в Україні виробництва автобусів для міжнародних перевезень та високими ставками ввізного мита (20% від митної вартості + 20% ПДВ), на 80% складається з транспортних засобів віком понад 10 років, що викликає негативні наслідки в питаннях комфортності перевезень та питаннях екології і підтримки їх належного технічного стану.

Станом на 04.12.2016 в Україні (у т.ч. і в АР Крим і Севастополі) за інформацією Державної інспекції України з безпеки на наземному транспорті налічується 739 атестованих автостанцій. З них 39 першого класу, 30 другого класу, 388 третього класу, 195 четвертого класу та 87 п'ятого классу [1].

Міський електричний транспорт функціонує у: 51 місті України (53 підприємства) у яких працюють понад 33 тис. осіб та експлуатується: 2646 трамвайних вагонів, 3736 тролейбусів, 1927 км трамвайних ліній (177 маршрутів); 4412 км тролейбусних ліній (405 маршрутів) [1].

Щорічно послугами міського електротранспорту (трамвай, тролейбус) користується понад 2 млрд. пасажирів (з них 67% – громадяни пільгових категорій).

За підсумками поточного року загальні доходи підприємств зменшились на 8,7 відсотків та склали 1282 млн. гривень. Зменшенню доходів сприяє скорочення обсягів субвенції з державного бюджету на компенсацію пільгового проїзду громадян окремих категорій на 6,7 відсотки, скорочення обсягів фінансування з місцевих бюджетів на 12,7 відсотків та зменшення збору виручки від реалізації проїзних документів на 7 відсотків.

Видатки підприємств зменшуються порівняно з аналогічним періодом минулого року на 7,7 відсотків та склали 1667 млн. гривень. Невідшкодовані витрати підприємств за пасажироперевезення за 9 місяців склали 23 відсотка.

Головним розпорядником коштів цієї субвенції являється Міністерство фінансів України. При Міністерстві праці та соціальної політики створена і функціонує інформаційна база даних (реєстр) пільговиків [1].

Таким чином, формування та розподіл компенсаційних надходжень за пільгові пасажироперевезення виходить за межі компетенції Мінінфраструктури [1].

За розрахунками підприємств потреба в компенсації підприємствам цієї галузі складає близько 1800 млн. гривень. Фактичний обсяг компенсації державою втрат підприємств від пільгових пасажироперевезень становить близько 46–50 відсотків від їх собівартості.

Насамперед через старіння і скорочення парку рухомого складу та погіршення його технічного стану відбувається зменшення обсягів пасажироперевезень і транспортної роботи, погіршення якості та безпеки транспортних послуг.

Євроінтеграція є головним і незмінним зовнішньополітичним пріоритетом України, а подальша розбудова та поглиблення взаємовідносин між Україною та ЄС здійснюється на принципах політичної асоціації та економічної інтеграції.

Основними стратегічними документами для досягнення цих цілей є Угода про асоціацію між Україною, з однієї сторони, та Європейським Союзом, Європейським Співтовариством з атомної енергії і їхніми державами – членами, з іншої сторони та Порядок денний асоціації Україна – ЄС [1, 2].

Угода про асоціацію визначає якісно новий формат відносин між Україною та ЄС і слугує стратегічним орієнтиром системних соціально-економічних реформ в Україні, яка є частиною Угоди, визначає правову базу для вільного переміщення товарів, послуг, капіталів, а також регуляторного наближення, спрямованого на поступове входження економіки України до спільного ринку ЄС.Утворена ефективна платформа для співпраці на регіональному рівні в рамках Транспортної панелі Східного партнерства, основною метою якої є сприяння у покращенні транспортних сполучень між ЄС та його найближчими сусідами.Транспортні мережі та послуги відіграють ключову роль у поліпшенні якості життя громадян країни та у зростанні можливостей розвитку промисловості. Тому, транспорт є однією з ключових сфер співпраці між ЄС та Україною, й відповідно до статті 368 Угоди про асоціацію основною метою такої співпраці є сприяння реструктуризації та оновленню транспортного сектору України і поступовій гармонізації діючих стандартів та політики з існуючими в ЄС [1].

Метою реформування та внесення змін до законодавчої бази є підвищення ефективності, безпечності та соціальних стандартів діяльності автомобільного транспорту з використанням провідних практик держав-членів ЄС [1, 2, 3, 4].

Завдання проекту: створення умов для зменшення корупції в автомобільному секторі економіки шляхом впровадження ефективних європейських норм діяльності, простих, прозорих та однакових умов допуску до ринку перевезень, та системи

електронного обліку і контролю; абезпечення чесних умов конкуренції на ринку автоперевезень, що сприятиме видаленню нелегальних перевезень; забезпечення підвищення рівня безпеки та якості послуг АТ (порушення режимів праці та відпочинку водіїв, перевищення швидкості, надмірного завантаження транспортних засобів, відповідність їх технічного стану); творення умов для ефективного розвитку транспортної мережі, підприємств АТ, оновлення транспортних засобів; підвищення соціальних стандарів послуг пасажирського автотранспорту. Проектом передбачено внесення змін до 5-ти Законів і Кодексу: Закони України: Про автомобільний транспорт, Про дорожній рух, Про ліцензування певних видів господарської діяльності, Про деякі питання ввезення на митну територію України та реєстрації транспортних засобів, Про основні засади державного нагляду (контролю) у сфері господарської діяльності

Задля забезпечення зменшення навантаження на ринок та поступового впровадження європейських норм та стандартів передбачено перехідні режими впровадження норм законодавства відповідно до Угоди про асоціацію: за часом 1–5 років, за категоріями транспортних засобів, за видами перевезень.

За п'ять років має бути скасовано, розроблено або внесено зміни у понад 40 нормативно правових актів.

Проектом пропонується імплементувати норми 14-ти актів законодавства ЄС.

9 актів – згідно з Угодою про асоціацію та 5 – системно з ними пов'язаних, що врегульовують такі питання:

• Допуск до ринку перевезень. Регламенти 1071/2009, 1072/2009, 1073/2009.

• Організація громадських перевезень, соціальний захист. Регламент 1370/2009.

• Робочий час та час відпочинку водіїв, застосування тахографів. Регламенти 561/2006 та 3821/85, Директиви 2002/15/ЄС та 2006/22/ЄС.

• Підтримання рівня професійної компетентності водіїв. Директива 2003/59/ЄС.

• Застосування обмежувачів швидкості. Директива 92/6/ЄЕС.

• Безпечність конструкції та технічного стану транспортних засобів. Директива 2009/40/ЄС (замінена Директивою 2014/45/ЄС), Директива 2000/30/ЄС, Регламент 461/2010, Директива 2007/46/ЕС.

• Прогноз результатів.

Прийняття акта дасть змогу: органам електротранспорту, адміністративним комісіям при виконавчих комітетах сільських, селищних, міських рад та виконавчим комітетам сільських,

селищних, міських рад (та їх уповноваженим особам) розглядати справи про адміністративні правопорушення, пов’язані з безквитковим проїздом пасажирів у транспорті; підвищити відповідальність пасажирів за сплату вартості проїзду в міському пасажирському транспорті (зменшити кількість пасажирів, які ухиляються від сплати за проїзд); зменшити фінансові втрати міського пасажирського транспорту.

Запропоновані зміни покликані підсилити положення чинного Кодексу України про адміністративні правопорушення та вдосконалити механізм розгляду справ про адміністративні правопорушення, а також сприяти зменшенню кількості адміністративних правопорушень, пов’язаних з ухиляннням від сплати за проїзд в автомобільному та міському електричному транспорті.

Висновки

Реформування та внесення змін до законодавчої бази призведе до підвищення ефективності, безпечності та соціальних стандартів діяльності автомобільного транспорту з використанням провідних практик держав-членів ЄС.

Доведено, що в результаті отриманих змін: створяться умови для зменшення корупції в автомобільному секторі економіки шляхом впровадження ефективних європейських норм діяльності, простих, прозорих та однакових умов допуску до ринку перевезень, та системи електронного обліку і контролю; з’являться чесні умови конкуренції на ринку автоперевезень, що сприятиме видаленню нелегальних перевезень; значно підвищиться рівень безпеки та якості послуг АТ (порушення режимів праці та відпочинку водіїв, перевищення швидкості, надмірного завантаження транспортних засобів, відповідність їх технічного стану); створяться умови для ефективного розвитку транспортної мережі, підприємств АТ, оновлення транспортних засобів; підвищаться соціальні стандарти послуг пасажирського автотранспорту.

Список літератури

1. *Овчар П. А., Савченко Л. А.* Особливості імплементації державою європейських вимог щодо законодавства в галузі автомобільного транспорту: монографія. Київ. Аспект-Поліграф. 2016. 571 с.
2. *Овчар П. А.* Конкурсне забезпечення пасажирських перевезень в умовах України. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Київ. 2016.
3. *Овчар П. А.* Підвищення ефективності функціонування пасажирських перевезень. Збірник матеріалів науково-практичної конференції "Іноваційні технології збалансованого природокористування в АПК". Ніжин, 24-25 березня 2016.
4. *Миротин Л. Б., Ташбаев И. Е.* Системний аналіз в логістиці: підручник. 2002.

References

1. *Ovchar, P. A., Savchenko L. A.* (2016). Features of implementation of government requirements of the European legislation in field of motor transport: monograph. Kiev. Aspekt-Poligraf. 571.
2. *Ovchar, P. A.* (2016). Competitive maintenance of passenger traffic in the conditions of Ukraine. Scientific Bulletin of National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Kiev. 16.
3. *Ovchar, P. A.* (2016). Efficiency of passenger transportation. The collection of materials of scientific-practical conference. Innovative technologies sustainable natural resource management in agriculture. NIN, 24-25 March 2016. 12.
4. *Mirotin, L. B., Tashbaev, S. E.* (2002). System analysis in logistics: textbook. 20.

ИМПЛЕМЕНТАЦИЯ ГОСУДАРСТВОМ ЕВРОПЕЙСКИХ ТРЕБОВАНИЙ В ОБЛАСТИ ПАССАЖИРСКИХ ПЕРЕВОЗОК В УКРАИНЕ

П. А. Овчар

Аннотация. *Среди основных задач по приведению законодательных и нормативных изменений, регулирующих деятельность автомобильных перевозок пассажиров и грузов, является разработка нового Закона Украины «Об автомобильном транспорте».*

Достоверность результатов исследований обусловлена применением основных законов и соблюдения нормативно-правовых основ, достаточной апробацией в публикациях и в докладах на международных научно-технических конференциях. Статья посвящена решению одной из актуальных проблем по имплементации европейских требований и приведения деятельности субъектов хозяйствования к рыночным условиям работы в области автомобильного транспорта.

В работе на основе теоретических исследований усовершенствован механизм формирования тарифов на услуги по перевозке пассажиров, требований к сертификации и технического контроля транспортных средств, требований к управленческому персоналу субъектов хозяйствования в области автомобильных перевозок, основных положений о принятии регламента (ЕЭС) с целью обеспечения гармонизации системы международных и внутренних пассажирских и грузовых перевозок.

В статье рассматриваются результаты исследования операционных стратегий реформирования автомобильной отрасли Украины, включая такие составляющие, как формирование системы управления транспортными процессами в области пассажирских перевозок, управления качеством перевозки, уменьшение транспортных расходов. В статье главной целью является организация максимально эффективной

деятельности транспортных предприятий и их взаимодействия с органами власти и общественностью. Решение вопросов, которые остро стоят перед перевозчиками в процессе осуществления их основного вида деятельности - предоставлении услуг является одним из приоритетных направлений работы структурных подразделений Мининфраструктуры и Департамента стратегического развития дорожного рынке и автомобильных перевозок в частности.

Ключевые слова: ***имплементация, пассажирские перевозки, стратегии, Евроинтеграционное соглашение, транспорт, гармонизация системы, автомобильный транспорт***

IMPLEMENTATION BY THE STATE EUROPEAN REQUIREMENTS FOR PASSENGER TRANSPORTATION IN UKRAINE

P. A. Ovchar

Annotation. *Among the main tasks for bringing legislative and regulatory changes regulating the activities of road transport of passengers and cargo is the development of a new Law of Ukraine "On motor transport".*

The reliability of the research results is due to the application of basic laws and compliance with legal and regulatory frameworks, sufficient approbation in publications and reports at international scientific and technical conferences. The article is devoted to the solution of one of the pressing problems on the implementation of European requirements and bringing the activity of business entities to market conditions in the field of road transport.

In work on the basis of theoretical studies, the mechanism for the formation of tariffs for passenger transportation services, requirements for certification and technical control of vehicles, requirements for management personnel of economic entities in the field of road transport, the main provisions on the adoption of regulations (EEC) to improve the harmonization of the system of international and domestic passenger and freight traffic.

The article examines the results of the study of operational strategies for reforming the automotive industry in Ukraine, including such components as the formation of a system for managing transport processes in the field of passenger transportation, the quality management of transportation, and the reduction of transportation costs. The main goal of the article is to organize the most effective activity of transport enterprises and their interaction with authorities and the public. The solution of issues that are acute for carriers in the process of

carrying out their core business - the provision of services is one of the priority directions of the work of the structural subdivisions of the Ministry of Infrastructure and the Department of strategic development of the road market and road transport in particular.

Key words: ***implementation, passenger transportation, strategy, Eurointegration agreement, transport, system harmonization, road transport***

УДК 656.13.072.073

ІННОВАЦІЙНІ ПІДХОДИ У РОЗРАХУНКУ ТАРИФІВ НА ПОСЛУГИ ПАСАЖИРСЬКОГО АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ

Л. А. Савченко, кандидат технічних наук
Національний університет біоресурсів і природокористування України
e-mail: Lilya_savchenko@ukr.net

Анотація. *В статті розглядаються інноваційні підходи розрахунку тарифів на послуги пасажирського автомобільного транспорту.*

Існуюча методика розрахунку тарифів є загальноприйнятою і використовується під час встановлення тарифу органами виконавчої влади та місцевого самоврядування на послуги пасажирського транспорту.

На сьогоднішній день методика визначення тарифів на послуги з перевезення обґрунтована не належним чином. На території територіальної громади міст та населених пунктів тарифи для населення на пасажирські перевезення регулюються виконавчими органами. Існуюча методика встановлює економічно обґрунтований тариф з прибутком 10%. Виникає потреба у регульованому тарифі. Його відсутність створює умови для перевізника працювати у збиток. Усунення такого негативного явища потребує чіткого визначення порядку та способу корегування методики визначення тарифів на автомобільному транспорті загального користування.

Пропонується введення нових понять та принципу їх ефективної діяльності таких видів тарифів, як: економічно обґрунтований та регульований тариф на послуги пасажирського транспорту.

© Л. А. Савченко, 2017

carrying out their core business - the provision of services is one of the priority directions of the work of the structural subdivisions of the Ministry of Infrastructure and the Department of strategic development of the road market and road transport in particular.

Key words: ***implementation, passenger transportation, strategy, Eurointegration agreement, transport, system harmonization, road transport***

УДК 656.13.072.073

ІННОВАЦІЙНІ ПІДХОДИ У РОЗРАХУНКУ ТАРИФІВ НА ПОСЛУГИ ПАСАЖИРСЬКОГО АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ

Л. А. Савченко, кандидат технічних наук
Національний університет біоресурсів і природокористування України
e-mail: Lilya_savchenko@ukr.net

Анотація. *В статті розглядаються інноваційні підходи розрахунку тарифів на послуги пасажирського автомобільного транспорту.*

Існуюча методика розрахунку тарифів є загальноприйнятою і використовується під час встановлення тарифу органами виконавчої влади та місцевого самоврядування на послуги пасажирського транспорту.

На сьогоднішній день методика визначення тарифів на послуги з перевезення обґрунтована не належним чином. На території територіальної громади міст та населених пунктів тарифи для населення на пасажирські перевезення регулюються виконавчими органами. Існуюча методика встановлює економічно обґрунтований тариф з прибутком 10%. Виникає потреба у регульованому тарифі. Його відсутність створює умови для перевізника працювати у збиток. Усунення такого негативного явища потребує чіткого визначення порядку та способу корегування методики визначення тарифів на автомобільному транспорті загального користування.

Пропонується введення нових понять та принципу їх ефективної діяльності таких видів тарифів, як: економічно обґрунтований та регульований тариф на послуги пасажирського транспорту.

© Л. А. Савченко, 2017

Запропонована методика є ефективною. ЇЇ використання дасть можливість перевізникам надавати послуги з пасажирських перевезень економічно вигідно та прибутково.

В статті пропонується механізм формування тарифів на послуги з перевезення пасажирів на автобусних маршрутах загального користування, спеціальних перевезень та на нерегулярних перевезеннях, а також на послуги з перевезення пасажирів у таксі та легковими автомобілями на замовлення з використанням інноваційного підходу.

Ключові слова: ***пасажирський транспорт, інновації, транспортний процес, маршрут, перевізник, регульований тариф, прибуток, економічно обґрунтований тариф***

Постановка проблеми. На сьогодні формування тарифів на послуги з перевезення пасажирів неналежним чином обґрунтовані. Методика визначення їх є обов'язковою для застосування під час встановлення регульованого тарифу органами виконавчої влади та місцевого самоврядування на послуги пасажирського автомобільного транспорту [1, 2, 3].

Тарифи на послуги перевезень пасажирів на території територіальної громади міст та населених пунктів регулюються їх виконавчими органами, згідно з методикою, яка встановлює економічно обґрунтований тариф з грошовим прибутком 10%. Відсутність чіткого визначення регульованого тарифу створює вимушені умови роботи перевізника в зоні відсутності прибутку або у зоні збитковості. Для усунення цього негативного явища методика потребує чіткого визначення порядку та способу корегування при встановленні регульованого тарифу перевезень на автомобільному транспорті загального користування.

Перегляд рівня тарифів повинен здійснюватись у зв'язку зі зміною умов виробничої діяльності та реалізації послуг, що не залежать від господарської діяльності перевізника, в тому числі в разі зміни вартості палива більш ніж на 10%. До розрахунку тарифу включається плановий прибуток [5, 6, 7].

Аналіз останніх досліджень. Значний внесок у розвиток методологічних основ управління транспортними процесами і системами пасажирських перевезень зробили науковці: Миротин Л. Б., Воркут А. І., Дмитриченко М. Ф., Левковець П. Р., Поліщук В. П., Хабутдінов Р. А. та інші [4, 5].

Сучасний етап розвитку та впровадженням нових систем та технологій при пасажирських перевезеннях відобразили у публікаціях Димченко В. В., Радченко М. Ю., Вербицька В. І., а проблемою створення самодостатнього функціонування пасажирського транспорту займались Ігнатенко О. С., Ігудін Р. В.

Метою досліджень є розроблення механізму формування тарифів на послуги з перевезення пасажирів на автобусних маршрутах загального користування, спеціальних перевезень та на нерегулярних перевезеннях, а також на послуги з перевезення пасажирів у таксі та легковими автомобілями на замовлення з використанням інноваційного підходу.

Результати досліджень. Розрахунок тарифів здійснюється відповідно до запланованих на рік (на підставі фактичних) обсягів транспортної роботи, та кількості перевезених пасажирів з використанням економічно обґрунтованих планових витрат, на підставі галузевих норм, ставок податків і зборів, прогнозного індексу цін виробників промислової продукції у плановому періоді.

До розрахунку тарифу включається плановий прибуток, необхідний для розвитку перевізника і сплати ним податкових зобов'язань [1, 2, 4].

Витрати, об'єктивне нормування яких неможливе, плануються з урахуванням економічно обґрунтованих фактичних витрат перевізника за попередній рік, прогнозного індексу цін виробників промислової продукції на запланований рік та на підставі планових кошторисів. При плануванні витрат враховується прогнозований, на основі фактичного за попередній рік, загальний річний пробіг автомобільних транспортних засобів перевізника (з урахуванням нульових пробігів) [9, 10, 11]. Під час розрахунку тарифу загальний обсяг транспортної роботи та загальна кількість перевезених пасажирів, у тому числі з урахуванням пільгових категорій пасажирів.

Планування витрат перевізників, які входять до планової собівартості, здійснюється з урахуванням витрат з операційної діяльності та фінансових витрат, пов'язаних з перевезеннями пасажирів та багажу [1, 6, 7].

До планової виробничої собівартості послуг включаються: а) прямі матеріальні витрати; б) прямі витрати на оплату праці; в) інші прямі витрати; г) загальновиробничі витрати.

Тариф на послуги з перевезення пасажирів на міських автобусних маршрутах загального користування, які здійснюються у звичайному режимі руху, розраховуються за формулою:

$$\text{Тм} = \frac{(S\text{п}+\text{Пп})-\text{Ді}}{Q\text{п}}, \text{грн/пас} \qquad (1)$$

де: Sп – планова річна собівартість послуг, грн; Пп – плановий річний прибуток від надання послуг, грн; Qп – запланований річний обсяг перевезень пасажирів, пас. (обґрунтовується перевізником на підставі фактичних показників роботи або встановлюється за результатами обстеження пасажиропотоків); Ді – планові річні чисті доходи від інших видів діяльності, які пов'язані із наданням послуг.

Тарифи на послуги з перевезення пасажирів на міських автобусних маршрутах загального користування, які здійснюються у режимах експресного та маршрутного таксі $Т_{м1}$, розраховуються за співвідношенням:

$$\text{Тм1} = \frac{(S\text{п1}+\text{Пп1})}{Q\text{п1}}, \text{грн/пас} \quad (2)$$

де: Sп1 – річна планова собівартість послуг на маршруті, грн; Пп1 – річний плановий прибуток на маршруті, грн; Qп1 – запланований на рік обсяг перевезень пасажирів на маршруті, пас. обґрунтовується перевізником на підставі фактичних показників роботи або встановлюється за результатами обстеження пасажиропотоків.

Тариф на послуги з перевезення пасажирів на приміських, міжміських, міжнародних автобусних маршрутах загального користування та автобусних маршрутах спеціальних перевезень $\text{Тм (пр, мм, мн, с)}$ визначаються відповідно до розрахованої планової собівартості послуг із застосуванням необхідного для функціонування та розвитку перевізника розміру прибутку за формулою [1, 3].

$$\text{Тм (пр, мм, мн, с)} = \frac{(S\text{п}+\text{Пп})}{W\text{п}}, \text{грн/пас} * \text{км} \quad (3)$$

де: Sп – планова річна собівартість послуг, грн; Пп – плановий річний прибуток від надання послуг, грн; Wп – запланована річна транспортна робота на маршруті, пас*км (обґрунтовується перевізником на підставі фактичних показників роботи або встановлюється за результатами обстеження пасажиропотоків).

Тариф на послуги, що надаються на автобусних маршрутах нерегулярних перевезень Тн, розраховується за сумою:

$$\text{Тн} = S\text{пс} + \text{Ппс}, \text{грн/послугу} \quad (4)$$

де: Тн – тариф на послуги, що надаються на автобусних маршрутах нерегулярних перевезень; Sпс – планова річна собівартість послуги, грн; Ппс – плановий річний прибуток за послугу, грн.

Тариф на 1 км проїзду пасажиром у таксі Тт(км) розраховуються за формулою:

$$\text{Тт(км)} = \frac{S\text{т.км}+\text{Пт.км}}{\text{Кт.пр}}, \quad \text{грн/км} \quad (5)$$

де: S – планова собівартість 1 км пробігу таксі, грн/км.

Показник S т-км обчислюється так само, як і планова собівартість послуг на автобусних маршрутах загального користування та автобусних маршрутах спеціальних перевезень але, як сума за окремими елементами витрат [9, 10]:

- окремих елементів прямих матеріальних витрат та інших прямих витрат, які включаються до планової виробничої собівартості послуг;

- інших витрат, які включаються до планової виробничої собівартості послуг, як частка від ділення таких запланованих річних

витрат на запланований річний загальний пробіг автомобільних транспортних засобів перевізника (з урахуванням нульового пробігу);

- Пт.км – плановий прибуток, який припадає на 1 км пробігу таксі, грн/км;

- Кт.пр. – плановий коефіцієнт платного пробігу таксі (приймається: 0,8 – для міст з населенням понад 1 млн жителів; 0,75 – для міст з населенням від 500 тис. до 1 млн жителів; 0,7 – для міст з населенням до 500 тис. жителів).

Тарифи на 1 годину простою таксі на вимогу замовника послуги розраховуються за сумою:

$$\text{Тл. з} = S\text{пс(г)} + \text{Ппс(г)}, \text{грн/послугу} \quad (6)$$

де: Sпс(г) – планова собівартість 1 години простою таксі на вимогу замовника послуги, грн/год.; Ппс(г) – плановий прибуток на 1 годину простою таксі, грн/год.

До планової собівартості 1 години простою таксі на вимогу замовника послуги Sпс(г) включаються: витрати на оплату праці водіїв (при застосуванні погодинної системи оплати праці) та інші прямі витрати, а також загальновиробничі, адміністративні, інші витрати з операційної діяльності та фінансові витрати.

Тарифи на послуги легковими автомобілями на замовлення Тпс визначаються за сумою:

$$\text{Тпс} = S\text{пс(з)} + \text{Ппс(з)}, \text{грн/послугу} \quad (7)$$

де: Sпс – планова собівартість 1 години простою замовленого таксі на вимогу замовника послуги, грн/год; Ппс – плановий прибуток від реалізації замовлених таксі, грн.

Висновок. Використання наведеної методики розрахунку тарифів на послуги пасажирського автомобільного транспорту визначає саме ефективність механізму формування їх. Впровадження методики дасть можливість ефективно використовувати її у транспортній галузі та рентабельно планувати формування тарифів, враховуючи всі витрати, які передбачаються в організації транспортного процесу.

Список літератури

1. *Овчар П. А., Савченко Л. А.* Особливості імплементації державою європейських вимог щодо законодавства в галузі автомобільного транспорту: монографія. Київ. Аспект-Поліграф. 2016. 571 с.

2. *Овчар П. А.* Конкурсне забезпечення пасажирських перевезень в умовах України. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Київ. 2016.

3. *Овчар П. А.* Підвищення ефективності функціонування пасажирських перевезень. Збірник матеріалів науково-практичної конференції "Іноваційні технології збалансованого природокористування в АПК". Ніжин, 24-25 березня 2016.

4. *Миротин Л. Б., Ташбаев И. Е.* Системний аналіз в логістиці: підручник. 2002.

5. *Миротин Л. Б.* Логистика: общественный пассажирский транспорт. Москва. Экзамен. 2003. 224 с.
6. *Вдовенко С. М.* Оптимізація комерційної складової пасажирських перевезень в умовах сучасного міста. Вісник Чернігівського державного технологічного університету. 2011. №4(54). С. 198–204.

References

1. *Ovchar, P. A., Savchenko L. A.* (2016). Features of implementation of government requirements of the European legislation in field of motor transport: monograph. Kiev. Aspekt-Poligraf. 571.
2. *Ovchar, P. A.* (2016). Competitive maintenance of passenger traffic in the conditions of Ukraine. Scientific Bulletin of National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Kiev. 16.
3. *Ovchar, P. A.* (2016). Efficiency of passenger transportation. The collection of materials of scientific-practical conference. Innovative technologies sustainable natural resource management in agriculture. NIN, 24-25 March 2016. 12.
4. *Mirotin, L. B., Tashbaev, S. E.* (2002). System analysis in logistics: textbook. 20.
5. *Mirotin, L. B.* (2003). Logistics: public passenger transport. Moscow. Exam. 224.
6. *Vdovenko S. M.* (2011). Optimization of the commercial component of passenger transportation in the modern city. Bulletin of Chernihiv state technological University. No 4(54). 198–204.

ИННОВАЦИОННЫЕ ПОДХОДЫ В РАСЧЕТЕ ТАРИФОВ НА УСЛУГИ ПАССАЖИРСКОГО АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА

Л. А. Савченко

Аннотация. *В статье рассматриваются инновационные подходы расчета тарифов на услуги пассажирского автомобильного транспорта.*

Существующая методика расчета тарифов является общепринятой и используется при установлении тарифа органами исполнительной власти и местного самоуправления на услуги пассажирского транспорта.

На сегодняшний день методика определения тарифов на услуги по перевозке обоснована не должным образом. На территории территориальной общины городов и населенных пунктов тарифы для населения на пассажирские перевозки регулируются исполнительными органами. Существующая методика устанавливает экономически обоснованный тариф с прибылью 10%. Возникает потребность в регулируемом тарифе. Его отсутствие создает условия для перевозчика работать в убыток. Устранение такого негативного явления требует четкого определения порядка и способа корректировки методики определения тарифов на автомобильном транспорте общего пользования.

Предлагается введение новых понятий и принципа их эффективной деятельности таких видов тарифов, как:

экономически обоснованный и регулируемый тариф на услуги пассажирского транспорта.

Предложенная методика является эффективной. Ее использование позволит перевозчикам предоставлять услуги по пассажирским перевозкам экономически выгодно и прибыльно.

В статье предлагается механизм формирования тарифов на услуги по перевозке пассажиров на автобусных маршрутах общего пользования, специальных перевозок и на нерегулярных перевозках, а также на услуги по перевозке пассажиров в такси и легковыми автомобилями на заказ с использованием инновационного подхода.

Ключевые слова: ***пассажирский транспорт, инновации, транспортный процесс, маршрут, перевозчик, регулируемый тариф, прибыль, экономически обоснованный тариф***

INNOVATIVE APPROACHES IN CALCULATION OF TARIFFS FOR SERVICES OF PASSENGER AUTOMOBILE TRANSPORT

L. A. Savchenko

Abstract. *The article considers innovative approaches to calculating tariffs for passenger motor transport services.*

The current methodology for calculating tariffs is generally accepted and is used when setting tariffs by executive authorities and local governments for passenger transport services.

To date, the methodology for determining tariffs for transportation services is not properly justified. In the territory of the territorial community of cities and settlements, tariffs for the population for passenger transportation are regulated by the executive bodies. The existing methodology establishes an economically justified tariff with a profit of 10%. There is a need for a regulated tariff. Its absence creates conditions for the carrier to work at a loss. Elimination of such a negative phenomenon requires a clear definition of the order and method of adjusting the methodology for determining tariffs for public road vehicles.

It is proposed the introduction of new concepts and the principle of their effective operation of such types of tariffs as: an economically justified and regulated tariff for passenger transport services.

The proposed method is effective. Its use will allow carriers to provide services for passenger transportation economically and profitably.

The article proposes a mechanism for the formation of tariffs for passenger transportation services on public bus routes, special transportations and on occasional transport, as well as for the transportation of passengers in taxis and custom cars using an innovative approach.

Key words: ***passenger transport, innovation, transport process, route, carrier, regulated tariff, profit, economically reasonable tariff***

УДК 631.315:629.783:525

ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ФУНКЦІОНУВАННЯ ДВОФАЗНОЇ СОШНИКОВОЇ СИСТЕМИ

Л. В. Аніскевич, доктор технічних наук
Ю. О. Росамаха, здобувач*
Національний університет біоресурсів і природокористування України
e-mail: l-anisk@meta.ua

Анотація. *Проведено імітаційне моделювання можливостей двофазної сошникової системи виконувати заданий режим роботи при зміні таких параметрів, як, амплітуда і частота надходження нерівностей до сошникової системи, маси елементів системи, коефіцієнтів затухання, підсилення тощо, при наявності систематичних та випадкових похибок вимірювальних та контролюючих елементів.*

На роботу вдавлюючого диска сошникової системи значною мірою впливають систематичні та шумові похибки вимірювань кінематичних режимів роботи машинно-тракторного агрегату та датчиків зворотних зв'язків, що обумовлює підвищені вимоги до параметрів електромеханічних (пневматичних) елементів системи регулювання. Представлена методика імітаційного моделювання процесу функціонування двофазного сошника дозволяє обгрунтувати інваріантну до дії реакції грунту на вдавлюючий диск систему з усталеними і заданими режимами копіювання нерівностей поверхні поля. Для випадку керування положенням вдавлюючого диска сошникової системи пневмоприводним механізмом, оптимальними параметрами системи регулювання є: жорсткість пружини $c_U = 360 кг/см$, *коефіцієнт демпфування* $d = 120$ *Нс/м, стала часу, коефіцієнт затухання і підсилення модуля управління пневмоприводом відповідно* T *=0,1 с,* ξ *=0.1,* K *=4.9.*

Ключові слова: ***моделювання, двофазна сошникова система, модель функціонування, оптимальний режим***

***Науковий керівник – доктор технічних наук Л. В. Аніскевич**

© Л. В. Анісекевич, Ю. О. Росамаха, 2017

Key words: ***passenger transport, innovation, transport process, route, carrier, regulated tariff, profit, economically reasonable tariff***

УДК 631.315:629.783:525

ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ФУНКЦІОНУВАННЯ ДВОФАЗНОЇ СОШНИКОВОЇ СИСТЕМИ

Л. В. Аніскевич, доктор технічних наук
Ю. О. Росамаха, здобувач*
Національний університет біоресурсів і природокористування України
e-mail: l-anisk@meta.ua

Анотація. *Проведено імітаційне моделювання можливостей двофазної сошникової системи виконувати заданий режим роботи при зміні таких параметрів, як, амплітуда і частота надходження нерівностей до сошникової системи, маси елементів системи, коефіцієнтів затухання, підсилення тощо, при наявності систематичних та випадкових похибок вимірювальних та контролюючих елементів.*

На роботу вдавлюючого диска сошникової системи значною мірою впливають систематичні та шумові похибки вимірювань кінематичних режимів роботи машинно-тракторного агрегату та датчиків зворотних зв'язків, що обумовлює підвищені вимоги до параметрів електромеханічних (пневматичних) елементів системи регулювання. Представлена методика імітаційного моделювання процесу функціонування двофазного сошника дозволяє обгрунтувати інваріантну до дії реакції грунту на вдавлюючий диск систему з усталеними і заданими режимами копіювання нерівностей поверхні поля. Для випадку керування положенням вдавлюючого диска сошникової системи пневмоприводним механізмом, оптимальними параметрами системи регулювання є: жорсткість пружини $c_U = 360 кг/см$, *коефіцієнт демпфування* $d = 120$ *Нс/м, стала часу, коефіцієнт затухання і підсилення модуля управління пневмоприводом відповідно* T *=0,1 с,* ξ *=0.1,* K *=4.9.*

Ключові слова: ***моделювання, двофазна сошникова система, модель функціонування, оптимальний режим***

***Науковий керівник – доктор технічних наук Л. В. Аніскевич**

© Л. В. Анісекевич, Ю. О. Росамаха, 2017

Постановка проблеми. Аналіз стану сучасних сошникових систем [1] показує, що ефективність роботи існуючих на сьогодні однофазних сошників досягається на вузькому діапазону технологічних параметрів функціонування і глибина заробки насіння при цьому не є стабільною і заданою. Тому важливо застосовувати двофазні сошникові системи. Наприклад, автоматизована двофазна сошникова система (рис. 1) забезпечує можливість працювати за технологіями точного землеробства і підтримувати заданий режим роботи в широкому діапазоні технологічних умов функціонування.

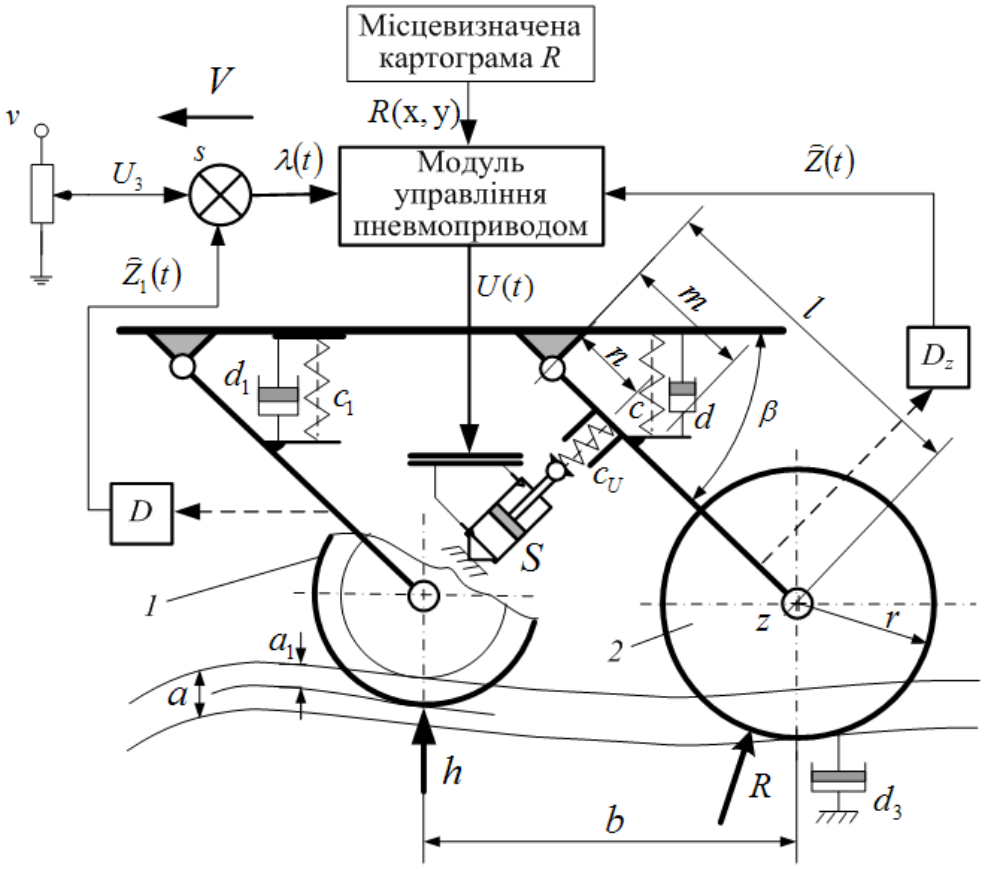


Рис. 1. Двофазна сошникова система з автоматизованою системою корекції положення вдавлюючого диска *2*.

Положення щілиноутворювача *1* контролюється датчиком положення D, сигнал від якого подається на суматор S. До суматора подається також сигнал ручного налаштування $U_з$, а на виході маємо сигнал $\lambda(t)$, який подається до модуля управління сервоприводом. До цього модуля також подається сигнал зворотного зв'язку $\bar{Z}(t)$ від датчика положення вдавлюючого диска *2*. Структурна схема автоматизованої системи корекції положення вдавлюючого диска представлена на (рис. 2).

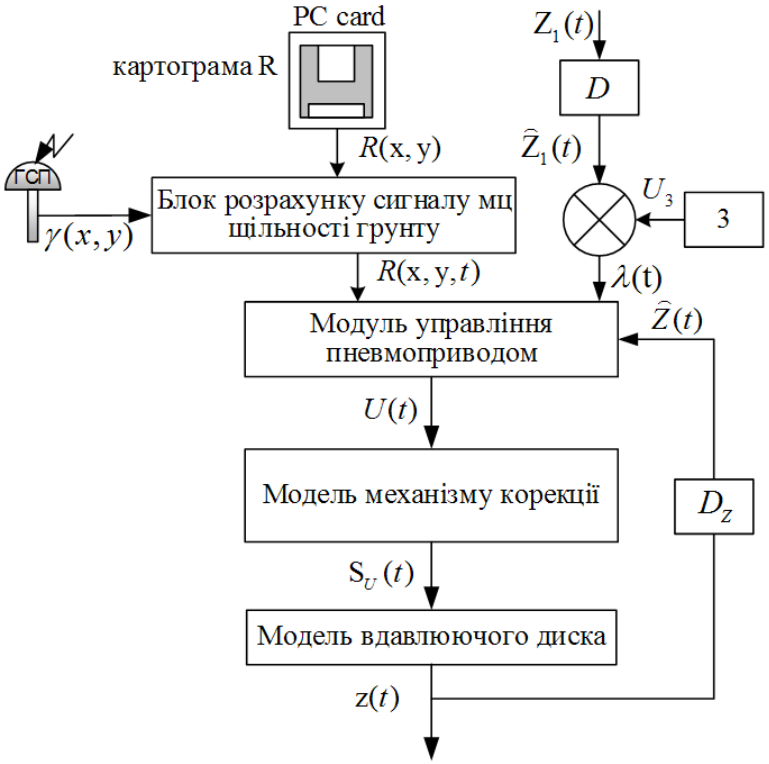


Рис. 2. Структурна схема автоматизованої системи корекції положення вдавлюючого диска.

До блоку розрахунку сигналу місцевизначеної щільності ґрунту від блоку зчитування (PC card) картограми стану ґрунту надходить сигнал $R(x, y)$. До цього ж блоку надходить сигнал $\gamma(x, y)$ від датчика глобальної системи позиціонування (ГСП). Вихідним сигналом цього блоку є нормалізований по амплітуді і синхронізований із світовими координатами сигнал $R(x, y, t)$.

В якості сигналу для слідкування (цілі функціонування) виступає вихідний сигнал $\lambda(t)$. Цей сигнал формується як результат подачі до суматора сигналів $\hat{Z}_1(t)$ датчика D контролю положення щілиноутворювача та $\hat{Z}(t)$ від датчика зворотного зв'язку D_Z, що контролює положення вдавлюючого диска. Для ручного регулювання положення вдавлюючого диска відносно щілиноутворювача слугує задатчик 3 із вихідним сигналом $U_з$.

Ціль функціонування досягається, з одного боку, шляхом організації руху щілиноутворювача на глибині a_1, а також шляхом дії пневмопривода на повідець радіального підвісу вдавлюючого диска (контролюється датчиком D_Z) з вихідним сигналом зворотного зв'язку $\hat{Z}(t)$. В результаті на виході системи маємо кінцеву глибину заробки насіння $z(t)$.

Якість функціонування сошникової системи можна оцінювати похибкою відхилення оцінки $\hat{z}(t)$ дійсної глибини ходу вдавлюючого диска від заданої $\delta_з(t)$ на заліковому періоді T функціонування сошника:

$$\mathrm{I} = \int_0^T \Delta^2 dt, \qquad (1)$$

де: $\Delta = \delta_3(t) - \hat{z}(t)$ – похибка виконання завдання.

Аналіз останніх досліджень. В роботі [2] представлена математична модель функціонування двофазної сошникової системи для технологій точного землеробства. Для оптимізації динамічних параметрів такої системи і режимів її функціонування необхідно провести імітаційне моделювання роботи системи за різних умов діючих факторів і збурень.

Мета досліджень. Метою імітаційного моделювання є визначення можливостей двофазної сошникової системи виконувати заданий режим роботи при зміні таких параметрів функціонування, як, наприклад, амплітуда і частота надходження нерівностей до сошникової системи, маса щілиноутворювача та вдавлюючого дисків, коефіцієнт затухання ξ, коефіцієнт підсилення K тощо, при наявності систематичних та випадкових похибок вимірювальних та контролюючих елементів.

Результати досліджень. Імітаційне моделювання процесу керування глибиною ходу вдавлюючого диска проводилось в середовищі Simulink програмного продукту MatLAB [3]. На рис. 3 подана модель функціонування сошникової системи з корекцією положення вдавлюючого диска.

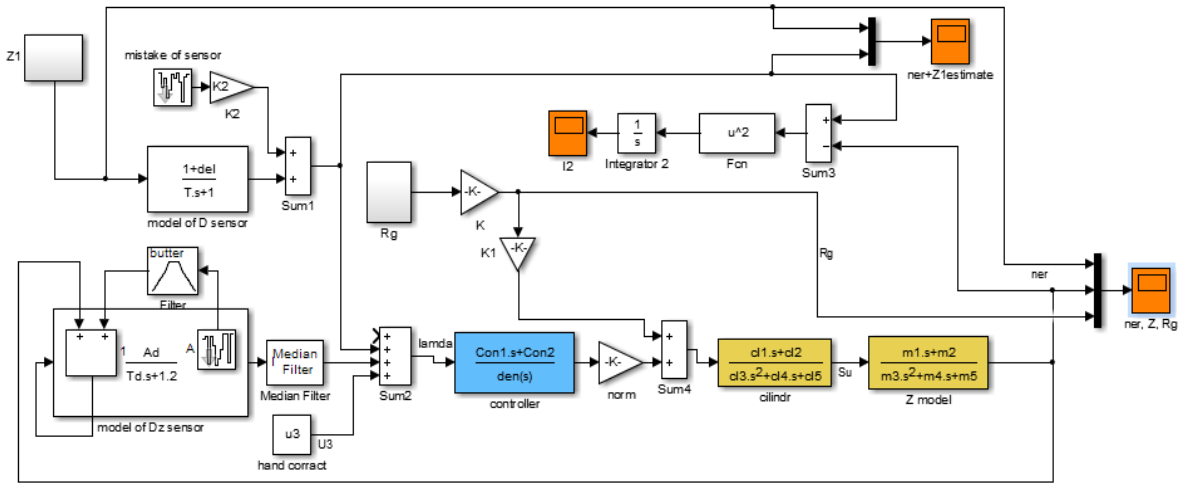


Рис. 3. Модель функціонування сошникової системи з корекцією положення вдавлюючого диска у середовищі Simulink.

Як відомо, вихідний сигнал датчика положення щілиноутворювача і вдавлюючого диска значною мірою залежить від рівня закладених в конструкцію датчика параметрів, а значить і від його вартості. На першому етапі моделювання поставлена задача дослідити, як впливають систематична та випадкова складові помилки функціонування датчика положення щілиноутворювача на його вихідний сигнал і якість функціонування вдавлюючого диска без урахування складової реакції грунту на щілиноутворювач.

Масив вихідних даних, необхідних для розв'язку моделі функціонування за рис. 3 подано в табл. 1.

1. Конструктивні параметри сошникової системи для двофазного способу сівби.

Параметр	Значення	Параметр	Значення	Параметр	Значення
b_1, рад.	0,55	I_1, кг м^2	0,7	c_2, кН/м	300
b_2, рад.	0,55	I_2, кг м^2	0,6	c_3, кН/м	800
h, м	0,03	R_1, м	0,14	c_U, кН/м	900
M_1, кг	10	R_2, м	0,18	d_1, Н с/м	350
M_2, кг	12	c_1, кН/м	100	d_g, Н с/м	350
R_{CZ1}, Н	85	R_{CZ2}, Н	90	R_{CX1}, Н	10
R_{CX2}, Н	15	l_1, м	0,4	l_2, м	0,5
m, м	0,2	m_2, м	0,2	s_1, м	0,15
s_2, м	0,1	r_1, м	0,15	r_2, м	0,15

Передаточну функцію моделі датчика положення щілиноутворювача представимо у вигляді:

$$W_d = \frac{A_d}{T_d s + 1}. \qquad (2)$$

де: $A_d = 1 + \Delta_d(t) + \xi_d(t)$; $\Delta_d(t)$ та $\xi_d(t)$ – систематична та випадкова складові відносної помилки функціонування датчика; T_d – стала часу датчика.

Значення $\Delta_d(t)$ та $\xi_d(t)$ оберемо такими, що відповідають низькій якості роботи датчика положення щілиноутворювача, наприклад, 0,1 і 0,15 відповідно. Тоді маємо наступні результати функціонування системи. На рис. 4 представлені графіки зміни вхідного і вихідного сигналу датчика положення щілиноутворювача впродовж 20 секунд. Зашумлений вихідний сигнал датчика положення щілиноутворювача значною мірою впливає на роботу

вдавлюючого диска (рис. 5), тобто на процес заробки насіння на задану глибину, реалізація якого повинна бути еквідистантною лінією до нерівностей поверхні поля. Причому похибка відхилення оцінки дійсної глибини ходу вдавлюючого диска від заданої склала $0.53 \cdot 10^{-3}$.

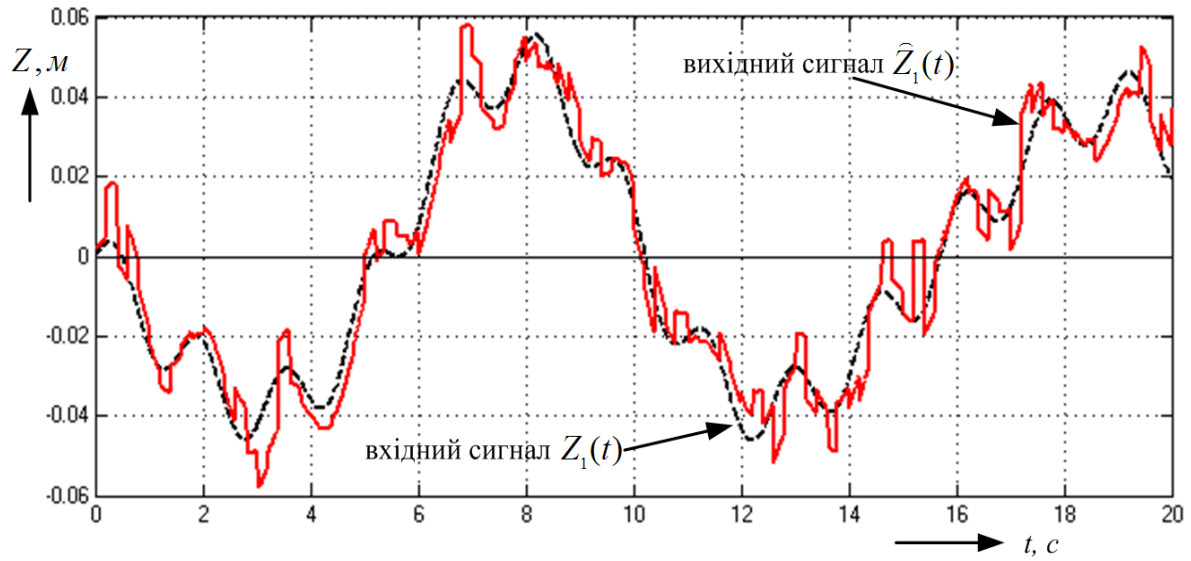


Рис. 4. Вхідний і вихідний сигнал датчика положення щілиноутворювача.

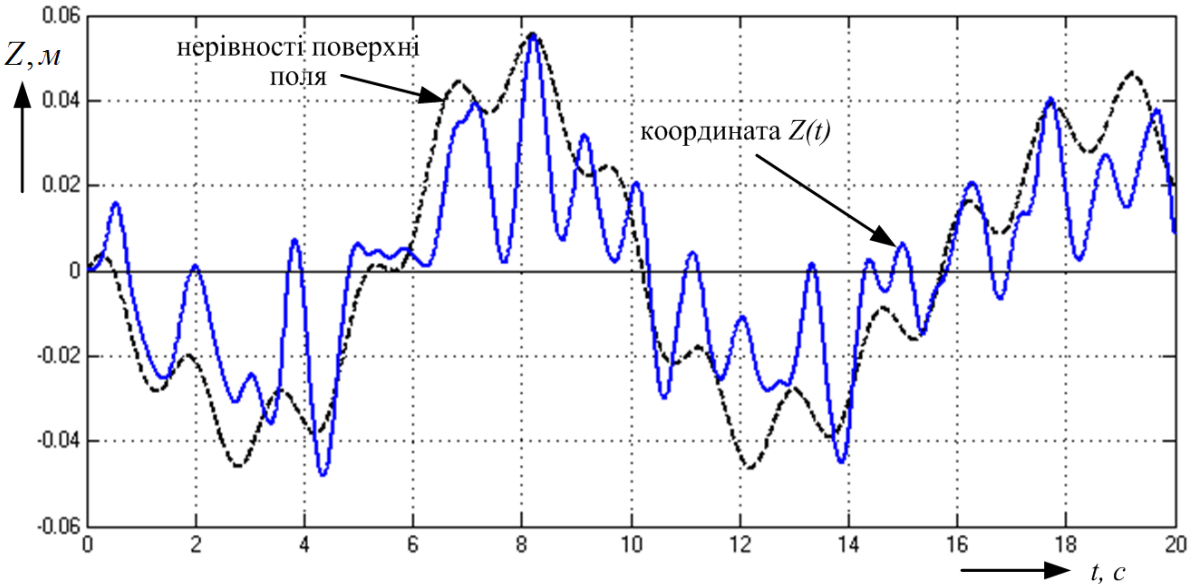


Рис. 5. Нерівності поверхні поля і глибина ходу Z(t) вдавлюючого диска.

Наведені дані свідчать про те, наскільки важливо використовувати в конструкції двофазного сошника якісні датчики положення. При зменшенні систематичної і випадкової складових відносної помилки функціонування датчика до величин 0,02 і 0,015

відповідно, якість досліджуваних процесів значно покращилась (рис. 6).

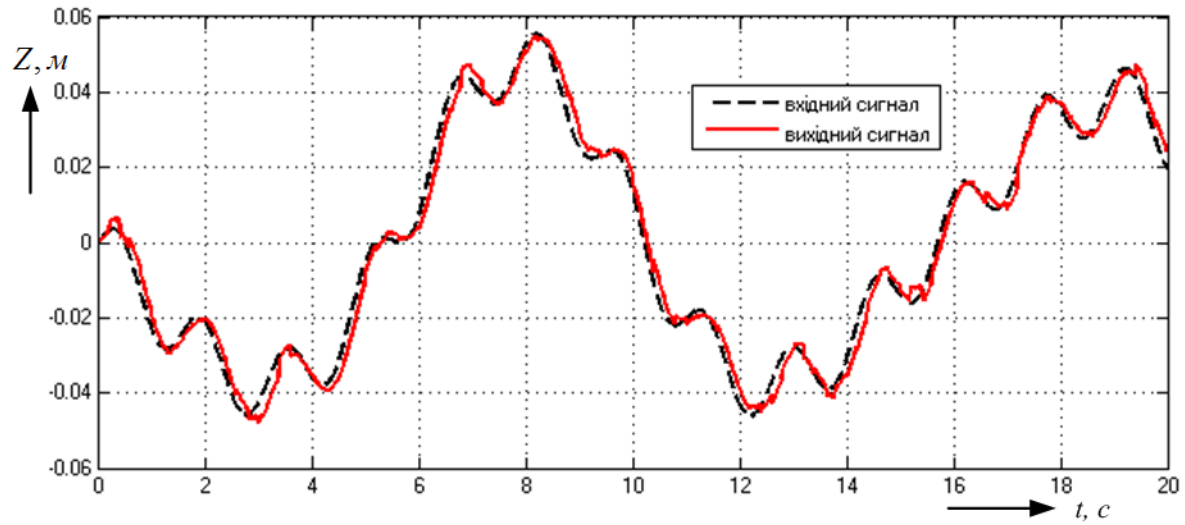


Рис. 6. Вхідний і вихідний сигнал датчика положення щілиноутворювача після оптимізації його параметрів.

Позитивно відбилося це і на величині похибки відхилення оцінки дійсної глибини ходу вдавлюючого диска від заданої, яка зменшилась до $0.3 \cdot 10^{-3}$.

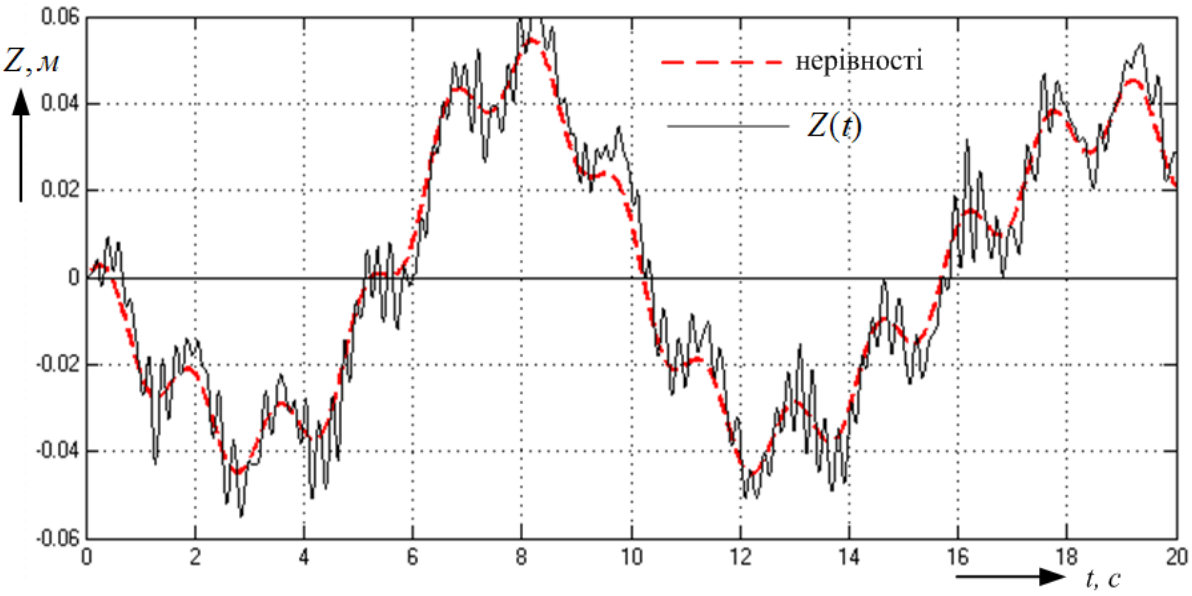


Рис. 7. Нерівності поверхні поля і координата Z(t) при використанні датчика положення вдавлюючого диска з великим рівнем шуму вихідного сигналу.

Надалі проаналізуємо, як впливають систематичні та випадкові помилки функціонування датчика положення вдавлюючого диска на якість функціонування останнього. По аналогії з подібним аналізом,

щодо датчика положення щілиноутворювача (рис. 5, рис. 6), оберемо значення помилок, що відповідають неякісному і якісному датчику положення. На рис. 7 представлені графіки зміни вхідного і вихідного сигналу датчика положення вдавлюючого диска з великим рівнем шуму вихідного сигналу.

Наявність високочастотних шумових складових збільшує дисперсію помилки регулювання, приводять систему до нестійкого режиму роботи.

Для зменшення впливу збурень в практичних ситуаціях застосовують два основних способи: зменшення коефіцієнта підсилення регулятора, тобто, фактично, перехід на інтегральний закон регулювання, який малочутливий до шумів та фільтрації вимірюваного сигналу.

В даному випадку застосована фільтрація високочастотних (в порівнянні з основним сигналом) збурень. У загальному випадку, для багатомірних систем, задача оптимальної фільтрації вирішується за допомогою фільтру Калмана. Цей фільтр, разом з отриманням оцінок вектора стану об'єкта, забезпечує мінімальну дисперсію всіх його компонентів. Проте, для розрахунку параметрів фільтру, необхідне знання статистичних характеристик шумів, що в реальних умовах ускладнено. Крім того, в загальному випадку, задача фільтрації суперечлива, оскільки спектри збурення і шуму можуть накладатися один на одне. Це протиріччя вирішене шляхом застосування медіанного фільтру (Median filter, рис. 3).

Такий фільтр замінює центральне значення прилеглої області значень функції на його серединне значення. Для компенсації втрат розмаху сигналу на виході фільтра збільшено величину коефіцієнта підсилення модуля управління сервоприводом. При виконанні означених умов і застосуванні датчика з мінімальним рівнем шуму, графіки зміни вхідного і вихідного сигналу датчика положення вдавлюючого диска показані на рис. 8.

Наступним кроком імітаційного моделювання стала задача оцінки впливу щільності грунту (основна складова реакції грунту на щілиноутворювач) на якість функціонування вдавлюючого диска. Цей вплив важливо проаналізувати, тому що вимірювання щільності грунту в польових умовах показало, що цей показник варіює в дуже широких межах.

За умов використання означених вище значень динамічних параметрів двофазної сошникової системи, результат розв’язання процесу її функціонування у відповідності до структурної схеми автоматизованої системи корекції положення вдавлюючого диска показано на рис. 9.

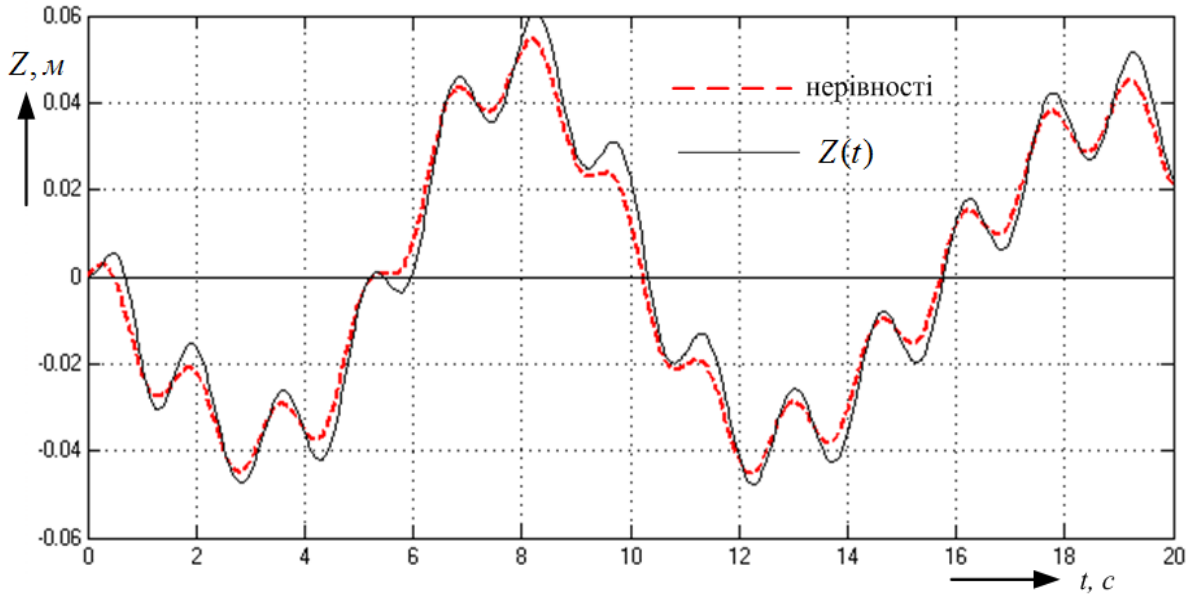


Рис. 8. Нерівності поверхні поля і координата Z(t) при роботі з якісним датчиком положення вдавлюючого диска.

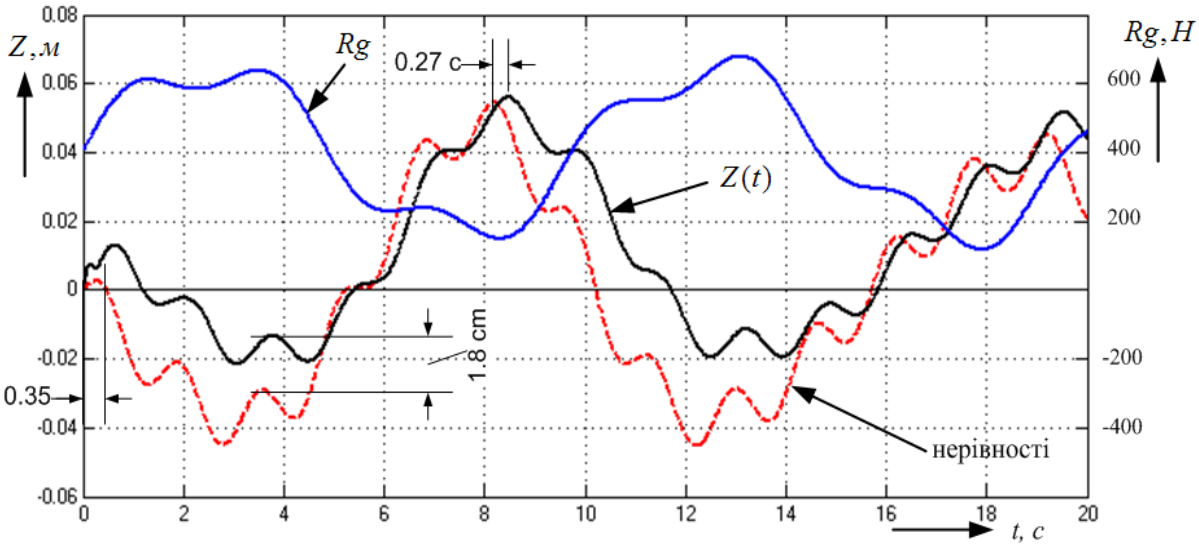


Рис. 9. Координата $Z(t)$ положення вдавлюючого диска, нерівності поверхні поля та величина сили опору грунту Rg .

Із рис. 9 видно, що механізм функціонування вдавлюючого диска (координата $Z(t)$) має на початку роботи перехідний процес у 0,35 с. Крім того має місце фазовий зсув у копіюванні нерівностей поверхні поля у 0,27 с, що, наприклад, при швидкості руху сівалки 2 м/с відповідає копіюванню з сувом близько у 0,54 м. Не витримується, також, задана амплітуда коливань вдавлюючого диска. Наприклад, на відрізку часу з 3-ї по 9-ту секунду амплітуда коливань нерівностей складає 9,8 см, проте як амплітуда коливань вдавлюючого диска на цьому ж проміжку часу складає всього 7,5 см.

Похибка I відхилення оцінки $\hat{z}(t)$ глибини ходу вдавлюючого диска від заданої на заліковому періоді 20 с функціонування сошникової системи склала близько 1,1x10^{-3}.

Але найбільш суттєвим моментом є негативний вплив реакції грунту Rg на процес копіювання нерівностей. Як бачимо (рис. 9), відбувається «спливання» вдавлюючого диска з порушенням процесу копіювання до 1,8 см.

Бажано мати інваріантну до дії реакції грунту на вдавлюючий диск систему з усталеними і заданими режимами копіювання нерівностей поверхні поля. Комп'ютерне імітаційне моделювання дозволило визначити впливові фактори для досягнення поставленого завдання. Основними з таких факторів стали жорсткість пружини c_U (рис. 1), коефіцієнт демпфування d, а також стала часу, коефіцієнти затухання і підсилення модуля управління пневмоприводом. При величинах $c_U = 360\,кг/см$, $d = 120$ Н с/м, T=0,1 с, ξ=0.1, K=4,9 процес функціонування системи представлено на рис. 10.

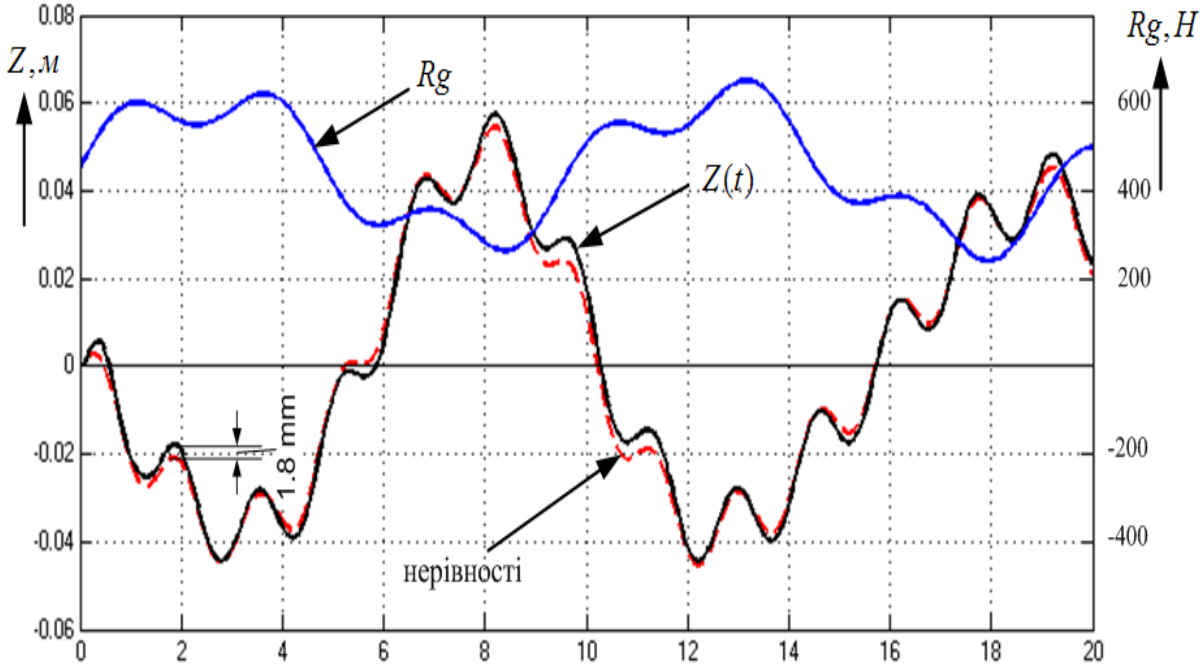


Рис. 10. Функціонування оптимізованої двофазної сошникової системи.

Похибка I відхилення оцінки глибини ходу вдавлюючого диска від заданої на заліковому періоді T функціонування сошника склала 1,5x10^{-4}.

В цілому, виконання завдання з дотримання заданої глибини ходу сошникової системи виконується задовільно. Динамічні

параметри системи підібрані таким чином, що зміни місцевизначеної щільності ґрунту (через параметр Rg) не завдають суттєвого впливу на стабільність ходу двофазного сошника. Ефект «спливання» вдавлюючого диска під дією реакції Rg зведено до мінімуму і не перевищує 0,18 см. Відсутній, також, фазовий зсув у копіюванні нерівностей поверхні поля.

Висновки

1. На роботу вдавлюючого диска сошникової системи значною мірою впливають систематичні та шумові похибки вимірювань кінематичних режимів роботи МТА та датчиків зворотних зв'язків, що обумовлює підвищені вимоги до параметрів електромеханічних (пневматичних) елементів системи регулювання.
2. Представлена методика імітаційного моделювання процесу функціонування двофазного сошника дозволяє обгрунтувати інваріантну до дії реакції грунту на вдавлюючий диск систему з усталеними і заданими режимами копіювання нерівностей поверхні поля.
3. Для випадку керування положенням вдавлюючого диска сошникової системи пневмоприводним механізмом, оптимальними параметрами системи регулювання є: жорсткість пружини $c_U = 360 кг/см$, коефіцієнт демпфування $d = 120$ Нс/м, стала часу, коефіцієнт затухання і підсилення модуля управління пневмоприводом відповідно T =0,1 с, ξ =0.1, K =4.9.

Список літератури

1. *Анискевич Л., Росамаха Ю.* Анализ функционирования двухфазной сошниковой системы для посева пропашных культур. MOTROL. 2015. Vol. 17. No 3. P. 46–55.
2. *Аніскевич Л. В.* Аналіз функціонування двофазного сошника для технологій точного землеробства. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2015. Вип. 212, ч. 1. С. 34–44.
3. *Терёхин В. В.* Основы моделирования в MATLAB. Часть 2. Simulink. Новокузнецк. Кузбассвузиздат. 2004. 302 с.

References

1. *Aniskevich, L., Rosamaha, Yu.* (2015). Functional Analysis of two-phase systems Coulter for sowing row crops. MOTROL. Vol. 17. No 3. 46–55.
2. *Aniskevich, L. V.* (2015). Analysis of functioning of two-phase opener for precision agriculture technologies. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kiev. Vol. 212, part 1. 34–44.
3. *Terekhin V. V.* (2004). Fundamentals of modeling in MATLAB. Part 2. Simulink. Novokuznetsk. Kuzbassvuzizdat. 302.

ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ДВУХФАЗНОЙ СОШНИКОВОЙ СИСТЕМЫ

Л. В. Анискевич, Ю. А. Росамаха

Аннотация. *Проведено имитационное моделирование возможностей двухфазной сошникової системы выполнять заданный режим работы при изменении таких параметров, как амплитуда и частота поступления неровностей до сошникової системы, массы элементов системы, коэффициентов затухания, усиления, при наличии систематических и случайных погрешностей измерительных и контролирующих элементов.*

На работу вдавлюючого диска сошникової системы в значительной степени влияют систематические и шумовые погрешности измерений кинематических режимов работы машинно-тракторного агрегата и датчиков обратных связей, что обуславливает повышенные требования к параметрам электромеханических (пневматических) элементов системы регулирования.

Представлена методика имитационного моделирования процесса функционирования двухфазного сошника позволяет обосновать инвариантную к действия реакции почвы на вдавлюючий диск систему с устоявшимися и заданными режимами копирования неровностей поверхности поля. Для случая управления положением вдавлюючого диска сошникової системы пневмоприводним механизмом, оптимальными параметрами системы регулирования являются: жесткость пружины c_u=360 кг/см, коэффициент демпфирования d=120*Нс/м, постоянная времени, коэффициент затухания и усиления модуля управления пневмоприводом в соответствии T=0,1 с, ξ=0.1, K=4.9.*

Ключевые слова: ***моделирование, двухфазная сошниково система, модель функционирования, оптимальный режим***

SIMULATION OF PROCESSES OF FUNCTIONING OF TWO-PHASE SYSTEM COULTER

L. V. Aniskevich, Yu. O. Rosamaha

Abstract. *Conducted simulation modeling possibilities of two-phase coulter system to perform the specified operation mode when changing parameters such as the amplitude and frequency of receipt of roughness coulter system, the masses of the system elements, the coefficients of attenuation, amplification, in the presence of systematic and random errors of the measuring and control elements.*

To work davlyatova disk coulter system is largely affected by noise and systematic measurement errors of kinematic operating modes of machine and tractor unit and sensors of feedback, which leads to the

increased requirements for the electromechanical (pneumatic) elements of the regulatory system.

The presented method of simulation of the operation of two-phase opener provides justification invariant to the action-reaction of the soil on drive system with an established and desired copy modes, the surface roughness of the field. For the case of position control davlyatova disk coulter system pneumoperitoneum mechanism, the optimal parameters of the regulation system are: spring stiffness c_u=360 kg/cm, damping coefficient d=120 Ns/m, time constant, damping coefficient and the gain control module actuator according T=0.1s, ξ=0.1, K=4.9.

Key words: ***modeling, two-phase coulter system, model of operation, optimum mode***

УДК 534

ВИКОРИСТАННЯ ІНТЕГРАЛУ ДЮАМЕЛЯ У АНАЛІЗІ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН

Ю. В. Човнюк, І. М. Сівак, кандидати технічних наук
Національний університет біоресурсів і природокористування України
М. І. Діхтерук
Київський національний університет будівництва і архітектури
e-mail: sivakim@ukr.net

Анотація. *Для визначення динамічних навантажень у пружному елементі (канаті) механізму підйому вантажу крана використана двомасова модель. Визначення коефіцієнта динамічності та пружної сили, яка виникає у канаті у процесі підйому вантажу («з підхватом» чи «з ваги»), здійснено за допомогою інтегралу Дюамеля. У якості необхідних режимів руху приводних механізмів підйому вантажу на ділянках перехідних процесів використані ті, що обгрунтовані в роботі як оптимальні. Обґрунтована динамічна модель навантажень пружних елементів вантажопідйомних машин при використанні різних способів підйому вантажу («з ваги», «з підхватом» з землі), на основі якої проведений конкретний аналіз залежності коефіцієнта динамічності від часу при використанні інтегралу Дюамеля.*

© Ю. В. Човнюк, І. М. Сівак, М. І. Діхтерук, 2017

increased requirements for the electromechanical (pneumatic) elements of the regulatory system.

The presented method of simulation of the operation of two-phase opener provides justification invariant to the action-reaction of the soil on drive system with an established and desired copy modes, the surface roughness of the field. For the case of position control davlyatova disk coulter system pneumoperitoneum mechanism, the optimal parameters of the regulation system are: spring stiffness c_u=360 kg/cm, damping coefficient d=120 Ns/m, time constant, damping coefficient and the gain control module actuator according T=0.1s, ξ=0.1, K=4.9.

Key words: ***modeling, two-phase coulter system, model of operation, optimum mode***

УДК 534

ВИКОРИСТАННЯ ІНТЕГРАЛУ ДЮАМЕЛЯ У АНАЛІЗІ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН

Ю. В. Човнюк, І. М. Сівак, кандидати технічних наук
Національний університет біоресурсів і природокористування України
М. І. Діхтерук
Київський національний університет будівництва і архітектури
e-mail: sivakim@ukr.net

Анотація. *Для визначення динамічних навантажень у пружному елементі (канаті) механізму підйому вантажу крана використана двомасова модель. Визначення коефіцієнта динамічності та пружної сили, яка виникає у канаті у процесі підйому вантажу («з підхватом» чи «з ваги»), здійснено за допомогою інтегралу Дюамеля. У якості необхідних режимів руху приводних механізмів підйому вантажу на ділянках перехідних процесів використані ті, що обгрунтовані в роботі як оптимальні. Обґрунтована динамічна модель навантажень пружних елементів вантажопідйомних машин при використанні різних способів підйому вантажу («з ваги», «з підхватом» з землі), на основі якої проведений конкретний аналіз залежності коефіцієнта динамічності від часу при використанні інтегралу Дюамеля.*

© Ю. В. Човнюк, І. М. Сівак, М. І. Діхтерук, 2017

Ключові слова: ***інтеграл Дюамеля, аналіз, динаміка, навантаження канати, крани, пуск***

Постановка проблема. Продуктивність і надійність вантажопідйомних машин, які інтенсивно використовуються у сучасному виробництві і, зокрема у АПК, а також точність виконання ними розвантажувальних-навантажувальних, транспортних і монтажних операцій суттєво залежить від динамічних навантажень у пружних елементах гнучких робочих органів, приводу і металоконструкцій. Величини цих навантажень залежать від ділянки руху вантажопідйомної машини чи її механізму. Найбільші динамічні навантаження виникають на ділянках перехідних процесів (пуск, гальмування, реверсування руху). У роботі [1] показано, що під час гальмування у процесі спуску вантажу коефіцієнт динамічності у пружних елементах кранових механізмів досягає величини 2,5 і більше.

Одним із шляхів зменшення цих навантажень є вибір необхідних режимів руху приводних механізмів на ділянках перехідних процесів, адже саме вказані режими суттєво впливають на динамічні навантаження у пружних елементах (канатах) вантажопідйомних машин, наприклад, у механізмах підйому вантажу.

У процесах пуску/гальмування таких механізмів неминуче виникають небажані коливання їх окремих пружних ланок (канатів). Змінна складова сил таких пружних коливань може бути настільки великою, що сумарні миттєві значення їх суттєво перевищують статичні і інерційні навантаження й можуть призвести до перевантажень й руйнувань окремих деталей вантажопідйомних машин. Більш того, у багатьох механізмах підйомно-транспортних машин динамічні навантаження відіграють вирішальну роль. Для змінних сил є однією з основних причин втомного руйнування деталей. Практично 90% руйнувань деталей вантажопідйомних машин мають характер втомлюваності, і втрачаються вони у результаті дії саме змінних динамічних навантажень. Тому вказана вище проблема є актуальною і, на думку авторів даного дослідження вимагає подальшого всебічного і поглибленого вивчення, особливо для різних способів підйому вантажу кранами («з ваги», «з підхватом», наприклад, з землі).

Аналіз останніх досліджень. Для визначення динамічних навантажень у пружному елементі, наприклад в канаті, у першому наближенні з достатньою ступінню точності може бути використана двомасова модель, запропонована у роботах [1–5]. Динамічні навантаження визначені у пружному елементі за допомогою

двомасової моделі, на (5…10)% відрізняються від дійсних динамічних навантажень. Мінімізації динамічних навантажень у пружних елементах вантажопідйомних машин за рахунок оптимізації режимів руху приводних механізмів на ділянках перехідних процесів присвячена робота [6]. Проте автор вказаної роботи розглядає лише один спосіб підйому вантажу – «з ваги». Крім того вплив вказаних режимів руху приводних механізмів на характер зміни і максимальні значення динамічних навантажень у канаті при підйомі вантажу під час пуску визначається на основі аналізу залежності від часу коефіцієнта зміни динамічних навантажень, який у [6] введений як відношення динамічної складової зусилля у пружному елементі до сили інерції вантажу при підйомі його з постійним прискоренням (без врахування пружності каната). Але згідно дослідженням авторів [2, 3] існує ще й статична складова зусиль, які виникають у канаті, зокрема, при підйомі його «з ваги» і, особливо, при підйомі «з підхватом» з землі, коли необхідно коректно визначити статичні зусилля, діючі у канаті, у період контакту вантажу з основою. Саме розв'язанню цих задач і присвячене дане дослідження.

Мета досліджень. У роботі обґрунтована динамічна модель навантажень пружних елементів вантажопідйомних машин при використанні різних способів підйому вантажу («з ваги», «з підхватом» з землі), на основі якої проведений конкретний аналіз залежності коефіцієнта динамічності від часу при використанні інтегралу Дюамеля [7].

Результати досліджень. Розглянемо динамічні навантаження у двомасовій системі з лінійною жорсткістю С й масами m_1 та m_2 , на які діють рушійні сили P(t) й сили опору Q(t). Саме до такої системи можна звести механізми підйому вантажу кранів [3], де жорсткість канатів поліспастів набагато менше жорсткості самого приводу. Під дією зовнішніх сил P(t), Q(t) у неусталений періоду пружній системі виникають коливні процеси. При цьому прийняті позначення робіт [2,3,6]: m_1, m_2 – зведені до підйомного канату маси відповідно приводного механізму з барабаном і вантажу; С – жорсткість канату; Q(t) – сила опору (ваги), яка для підйому «з ваги» дорівнює m_2g (g – прискорення вільного падіння), а для підйому «з підхватом» з землі описується наступним законом:

$$Q(t) = \begin{cases} m_2 g \frac{t}{\tau_0}, 0 \le t \le \tau_0; \\ m_2 g, t > \tau_0. \end{cases} \quad (1)$$

У (1) t – час, $\tau_0 = \frac{m_2 g}{c v_y}$ – тривалість контакту вантажу з основою, v_y – швидкість установленою підйому вантажу після закінчення процесів (зокрема пуску). Саме такий закон (1) для підйому вантажу

«з підхватом» з землі зазначений у [3]. Стосовно рушійної сили приводу P(t) використаємо залежності, наведені у [6]:

$$P(t) = Q(t) + (m_1 + m_2)a_i(t)\,, \tag{2}$$

де: $a_i(t)$ – функція прискорення того або іншого режиму руху приводного механізму. Зокрема, у [6] використані такі закони $a_i(t)$:

$$\begin{cases} a_1(t) = \frac{v_y}{t_p};\ a_2(t) = 2\left(\frac{v_y}{t_p}\right)\left(1 - \frac{t}{t_p}\right); \\ a_3(t) = 12\frac{v_y t}{t_p^2}\left(1 - \frac{t}{t_p}\right)^2;\ a_4(t) = 60\left(\frac{v_y t^2}{t_p^3}\right)\left(1 - \frac{t}{t_p}\right)^3. \end{cases} \tag{3}$$

У (3) t_p – тривалість розгону вантажу.

Слід зазначити, що на відміну від роботи [3], у даному дослідженні рушійна сила приводу є функцією часу t.

Диференціальні рівняння руху мас m_1, m_2 у перехідний період роботи механізму підйому вантажу (у процесі пуску) мають вид:

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 + C(x_1 - x_2) = P(t); \\ m_2\ddot{x}_2 - C(x_1 - x_2) = -Q(t). \end{cases} \tag{4}$$

Система рівнянь (4) адекватно описує обидва способи підйому вантажу: «з ваги» й «з підхватом» з землі.

Якщо ввести позначення $x = (x_1 - x_2)$ – різницю переміщень відповідно першої та другої мас, тоді (4) можна звести до одного диференціального рівняння для x:

$$\ddot{x} + \lambda^2 x = \frac{\tilde{P}(t)}{m}, \tag{5}$$

де: $\lambda^2 = \frac{c}{m}; m = \frac{m_1 m_2}{(m_1+m_2)}; \tilde{P}(t) = \frac{m_2}{(m_1+m_2)}P(t) + \frac{m_1}{(m_1+m_2)}Q(t)$.

Загальний розв'язок (5) при використанні інтеграла Дюамеля [7] має вигляд:

$$x(t) = x_0\cos\lambda t + \frac{1}{\lambda}\dot{x}_0\sin\lambda t + \frac{1}{\lambda m}\int_0^t \tilde{P}(t)\sin[\lambda(t-\theta)]d\theta, \tag{6}$$

де: $x_0 = x(t)|_{t=0}$; $\dot{x}_0 = \dot{x}(t)|_{t=0}$. Зокрема, для підйому вантажу «з підхватом» з землі маємо:

$$\dot{x}_0 = 0;\ x_0 = 0. \tag{7}$$

Для підйому вантажу «з ваги» маємо:

$$\dot{x}_0 = 0;\ x_0 = \frac{\tilde{P}(0)}{C}. \tag{8}$$

Отже, остаточно для кожного зі способів підйому вантажу маємо наступний розв'язок (5) (t є $[0;t_p]$):

а) Для підйому «з підхватом» з землі –

$$x(t) = \frac{1}{\lambda m}\int_0^t \tilde{P}(t)\sin[\lambda(t-\theta)]d\theta; \tag{9}$$

б) Для підйому «з ваги» –

$$x(t) = \frac{\tilde{P}(0)}{C}\cos\lambda t + \frac{1}{\lambda m}\int_0^t \tilde{P}(t)\sin[\lambda(t-\theta)]d\theta. \tag{10}$$

Коефіцієнт динамічності для підйому вантажу «з ваги» визначають наступним чином для t є $[0;t_p]$:

$$k_{\text{дин}}^{(1)}(t) = \cos\lambda t + \frac{c}{m\lambda\tilde{P}(0)}\int_0^t \tilde{P}(t)\sin[\lambda(t-\theta)]d\theta = \cos\lambda t +$$

$$+\frac{\lambda}{\tilde{P}(0)}\int_0^t \tilde{P}(t)\sin[\lambda(t-\theta)]d\theta. \quad (11)$$

Коефіцієнт динамічності для підйому вантажу «з підхватом» з землі визначають наступним чином:

а) t є [0;τ_0] –

$$k_{\text{дин}}^{(2)}(t) = \frac{\lambda}{\tilde{P}(0)}\int_0^t \tilde{P}(t)\sin[\lambda(t-\theta)]d\theta; \quad (12)$$

б) t є (τ_0; t_p] –

$$k_{\text{дин}}^{(2)}(t) = \frac{\lambda}{\tilde{P}(\tau_0)}\int_{\tau_0}^t \tilde{P}(t)\sin[\lambda(t-\theta)]d\theta. \quad (13)$$

Зазначимо, що величина динамічного зусилля, яке виникає у канаті для t є [0;t_p], визначається зі співвідношення:

$$F_{\text{дин}}(t) = C(x_1 - x_2) = Cx(t), \quad (14)$$

де: x(t) визначається законом (9) чи (10).

На рис. 1 - … наведені залежності $x(t), \dot{x}(t), \ddot{x}(t), F_{\text{дин}}(t), k_{\text{дин}}(t)$ для кожного з режимів руху приводного механізму $a_i(t)$ та способів підйому вантажу («з ваги» чи «з підхватом» з землі) для t є [0;t_p].

Аналіз графіків, поданих на вказаних рисунках, показує, що для будь-яких способів підйому вантажу й усіх законів руху приводного механізму, котрі визначаються залежністю $a_i(t), i = (1,4)$, залежності $F_{\text{дин}}(t)$ й $k_{\text{дин}}(t)$ мають осмислюючий характер. Лише на етапі підйому вантажу «з підхватом» у період t є [0;τ_0) вони мають монотонний зростаючий характер.

Висновки

1. При всіх режимах пуску приводного механізму підйому вантажу кранів, які визначаються законом $a_i(t), i = (1,4)$, для підйому вантажу способом «з ваги», $k_{\text{дин}}^{(1)}(t)$ не перевищує 2 й має осмислюючий характер, як і залежність $F_{\text{дин}}(t)$ за введеного у даній статті коректного значення $k_{\text{дин}}(t)$, що включає статичні й динамічні навантаження, виникаючі у канаті.

2. При всіх режимах пуску приводного механізму підйому вантажу кранів, які визначаються законом $a_i(t), i = (1,4)$, для підйому вантажу «з підхватом» на інтервалі часу t є [0;τ_0] $k_{\text{дин}}^{(2)}(t)$ монотонно зростає до значення 1, а $F_{\text{дин}}(t)$ до значення, навколо котрого відбувається у подальшому на інтервалі (τ_0; t_p] коливання: $k_{\text{дин}}^{(2)}(t)$ навколо одиничного значення (до мах 2), а $F_{\text{дин}}(t)$ до вдвічі більшого значення, досягнутого у момент $F_{\text{дин}}(\tau_0)$. Знову ж таки цей результат можна отримати лише статичні й динамічні навантаження, виникаючі у канаті.

3. Отримані вище результати за допомогою використання інтеграла Дюамеля, можуть бути у подальшому використанні для уточнення і вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку механізмів підйому вантажу кранів різними способами («з ваги», «з підхватом») як на стадіях їх проектування/конструювання, так і у режимах реальної експлуатації, що дозволить у подальшому зменшити коливання динамічних навантажень у канаті, збільшить продуктивність крана, його надійність функціонування, точність позиціювання вантажу при виконанні монтажних операцій.

Список літератури

1. *Волков Д. П.* Динамические нагрузки в универсальных экскаваторах-кранах. Москва. Машгиз. 1958. 269 с.
2. *Гоберман Л. А. Степанян К. В., Яркин А. А., Заленский В. С.* Теория, конструкция и расчёт строительных и дорожных машин. Москва. Машиностроение. 1979. 407 с.
3. *Иванченко Ф. К.* Расчёты грузоподъёмных и транспортирующих машин. Киев. Выща школаю 1978. 576 с.
4. *Кожевников С. Н.* Динамика нестационарных процессов в машинах. Киев. Наукова думка. 1986. 288 с.
5. *Ловейкин В. С.* Расчёты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин. Киев. УМК МО. 1990. 166 с.
6. *Ловейкін В. С.* Мінімізація динамічних навантажень у пружних елементах вантажопідйомних машин. Гірничі, будівельні, дорожні і меліоративні машини. 1998. Вип. 52. С. 63–68.
7. *Бидерман В. Л.* Теория механических колебаний. Москва. Высшая школа 1980. 408 с.

References

1. *Volkov, D. P.* (1958). Dynamic load in a universal excavator-cranes. Moscow. Mashgiz. 269.
2. *Goberman, L. A., Stepanyan, K. V., Yarkin, A. A., Zalensky, V. S.* (1979). Theory, design and calculation of building and road machines. Moscow. Engineering. 407.
3. *Ivanchenko, F. K.* (1978). Calculations of hoisting and conveying machines. Kiev. Visa shkolu. 576.
4. *Kozhevnikov, S. N.* (1986). The dynamics of unsteady processes in machines. Kiev. Scientific thought. 288.
5. *Loveikin, V. S.* (1990). Calculation of optimum modes of movement of construction machinery. Kiev. UMK MO. 1990. 166.
6. *Loveikin, V. S.* (1998). Minimization of dynamic loads in elastic elements of lifting machines. Mining, construction, road and reclamation machines. Vol. 52. 63–68.
7. *Biderman, V. L.* (1980). Theory of mechanical vibrations. Moscow. High school. 408.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ИНТЕГРАЛА ДЮАМЕЛЯ В АНАЛИЗЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

Ю. В. Човнюк, И. М. Сивак, Н. И. Діхтерук

Аннотация. *Для определения динамических нагрузок в упругом элементе (канате) механизма подъёма груза крана*

использованная двухмассовая модель. Определение коэффициента динамичности и упругой силы, которая возникает в канате в процессе подъёма груза («с подхватом» или «с веса»), осуществлено с помощью интеграла Дюамеля. В качестве необходимых режимов движения приводных механизмов подъёма груза на участках переходных процессов использованы обоснованные в работе как оптимальные. Обоснована динамическая модель нагрузок упругих элементов грузоподъемных машин при использовании различных способов подъема груза («по весу», «с подхватом» с земли), на основе которой проведен конкретный анализ зависимости коэффициента динамичности от времени при использовании интеграла Дюамеля.

Ключевые слова: интеграл Дюамеля, анализ, динамика, нагрузка канаты, краны, пуск

USE OF INTEGRAL OF DUHAMEL IN ANALYSIS DYNAMIC LOADS THE ELASTIC ELEMENTS OF LIFTING MACHINES

Yu. V. Chovnyuk, I. M. Sivak, N. I. Dihteruck

Abstract. *To determine the dynamic loads in the elastic element (rope) of the lifting mechanism of the crane load, a two-mass model is used. Determination of the coefficient of dynamism and the elastic force that occurs in the rope during the lifting of the load ("with picking up" or "from weight") is carried out using the Duhamel integral. As the necessary modes of movement of the drive mechanisms of lifting the load on the sections of transient processes, the ones justified are used as optimal ones. The dynamic model of loadings of elastic elements of load-lifting machines is proved at use of various ways of lifting of cargo ("on weight", "with picking up" from the ground), on the basis of which the concrete analysis of dependence of factor of dynamism on time is carried out at use of Duhamel integral.*

Key words: ***duhamel integral, analysis, dynamics, load ropes, cranes, start-up***

УДК 656.13

СУЧАСНІ ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ АВТОТРАНСПОРТНОЇ ІНФРАСТРУКТУРИ В УКРАЇНІ

О. М. Загурський, доктор економічних наук
П. А. Овчар, кандидат наук з державного управління,
Національний університет біоресурсів і природокористування України
e-mail: zagurskiy_oleg@ukr.net; p.ovchar22@ukr.net

Анотація. *До стану автотранспортної інфраструктури, зокрема автомобільних доріг виникають справедливі нарікання всього українського суспільства. Проблема доріг перманентно актуалізується за будь якого уряду, проте не вирішується протягом усього періоду незалежності країни.*

В статті проведено інституціональний аналіз існуючих проблем *автотранспортної інфраструктури в Україні та визначено основні напрями подальшого їх вирішення. У процесі дослідження використовувались загальнонаукові методи, зокрема: наукової абстракції, узагальнення і порівняння.*

Детально досліджено проблему низької якості вітчизняної автотранспортної *інфраструктури, яка з одного боку пов'язана із застарілими технологіями будівництва і ремонту автомобільних доріг, невідповідність сучасним вимогам та опортуністичною поведінкою перевізників і власників вантажу та чиновників відповідальних за цей напрям – з іншого.*

Встановлено, що вирішення загальнонаціональної проблеми модернізації автотранспортної інфраструктури може бути лише комплексним *із залученням усіх зацікавлених сторін: держави, бізнесу та суспільства. Результати їх взаємодії мають спонукати до запровадження інституціональних змін та удосконалення організаційно-правових засад функціонування автотранспортної галузі, через розбудову ефективної системи оплати за проїзд дорогами великовагового транспорту; врівноваження відповідальностей вантажовідправника і перевізника; створення та впровадження у дію стабільного фінансового інструменту для відновлення українських доріг.*

Ключові слова: ***автотранспортна інфраструктура, вантажі, вагові норми, перевізники, прибуток, стандарти поведінки***

© О. М. Загурський, П. А. Овчар, 2017

Постановка проблеми. За даними міжнародної організації «Всесвітній економічний форум» українські дороги у 2016 році в світовому рейтингу якості доріг зайняли 134-е місце із 138 можливих. За семибальною шкалою якість українських доріг оцінили в 2,4. Гірше тільки на Мадагаскарі, в Парагваї, Конго і Мавританії [5]. Практично 90 % автомобільних доріг загального користування не відповідають сучасним вимогам як за міцністю так і за рівністю.

Як наслідок середня швидкість руху на автодорогах України у 2–3 рази нижча, ніж у західноєвропейських країнах відтак і експлуатація сучасних автомобілів з поліпшеними технічними та екологічними характеристиками є економічно невигідною. Економіка країни щорічно недотримує приблизно 4 мільярдів Євро або 3,3% щорічного ВВП. І, що значно гірше зазнає неприпустимих втрат – людських.

Аналіз останніх досліджень. Особливості удосконалення автотранспортної інфраструктури знаходять своє відображення у працях зарубіжних та вітчизняних вчених С. Вдовенко, В. Демішкана, А. Дмитриченко, Я. Жаліла, Д. Прейгера М. Свєнчіцкі, Т. Сирийчика та ряду інших. Разом з тим незважаючи на чисельність наукових досліджень комплексне вирішення завдань удосконалення автотранспортної інфраструктури особливо з точки зору інституціоналізації відносин усіх зацікавлених у вирішенні проблеми сторін потребують подальших досліджень.

Мета досліджень – аналіз існуючих інституціональних проблем автотранспортної інфраструктури в Україні і визначення напрямів їх вирішення.

Матеріали і методи дослідження. Теоретичний базис аналізу проблем автотранспортної інфраструктури ґрунтується на синтезі системного, функціонального та еволюційного підходів. У процесі дослідження використовувались загальнонаукові методи, зокрема: наукової абстракції, статистичний, узагальнення і порівняння.

Результати досліджень. В наслідок незадовільного стану автомобільних доріг Україна втрачає свої позиції транзитера та стає неконкурентоспроможною на міжнародному ринку транспортних послуг. У профільному міністерстві ці тенденції пояснюють тим, що більшість з вітчизняних доріг була збудована у 1960–1970 роках, коли максимальне навантаження транспорту сягало лише 8 тон. На сьогоднішній день на дорогах країни навантаження зросли в рази, а інтенсивність руху в десятки разів. Основною причиною вважається порушення автоперевізниками вагових норм на дорогах. Адже якщо вантажі перевозяться згідно встановлених норм то витрати перевізника на акциз (який він платить, купуючи пальне), приблизно, покривають шкоду, що наноситься дорозі. Це дозволяє

відновлювати дороги і утримувати їх у належному стані дуже довго. Однак, більшість перевізників через відсутність вагового контролю, в останні роки стали істотно порушувати встановлені норми, чим завдали суттєвої шкоди дорогам.

Тобто, на перший погляд, рішення зазначеної проблеми доволі просте і лежить в площині підвищення контролю та застосування механізмів примусу до виконання встановлених норм і правил. Проте не все так просто по-перше: в Україні не існує ефективної системи контролю навантаження на осі транспорту. Вагові комплекси встановлені лише в 15 областях і через низьку чисельність аж ні як не вирішують проблему. А по-друге навіть за умови їх достатньої наявності та законослухняності перевізників плата встановлена в країні за «офіційне руйнування» дорожнього покриття на наш погляд доволі символічна і навряд чи за її рахунок можна відновити пошкоджене дорожнє покриття.

Так, згідно з постановою Кабінету Міністрів України № 879 «Про заходи щодо збереження автомобільних доріг загального користування» від 27.06.07 р. плата за проїзд великовагового та/або великогабаритного транспортного засобу справляється за встановленими ставками залежно від маси такого транспортного засобу, навантаження на вісь (осі), габаритів та протяжності маршруту за формулою:

$$П = (Рзм + Рнв + Рг) \times В,$$

де: П – розмір плати за проїзд; Рзм – розмір плати за перевищення загальної маси транспортного засобу за 1 кілометр проїзду; Рнв – розмір плати за перевищення навантаження на вісь (осі) (за одиничну + за здвоєну + за строєну) транспортного засобу за 1 кілометр проїзду; Рг – розмір плати за перевищення габаритів (за висоту + за ширину + за довжину) транспортного засобу за 1 кілометр проїзду; В – відстань перевезення, кілометрів.

В залежності від розміру перевантаження ставки плати за проїзд автомобільними дорогами загального користування транспортних засобів вагові та/або габаритні параметри яких перевищують нормативні становлять: 0,1 євро (за кожен кілометр шляху) якщо перевантаження складає від 40 до 44 тонн; 0,2 євро – від 44 до 52 тонн; 0,27 євро – від 52 до 60 тонн; 0,78 євро – більше 60 тонн – за кожні наступні 10 тонн.

Отже, при платі за провіз транспортним засобом середнього вантажу загальною масою 44-52 т (перевищення 10-30%) – 0,2 євро, або 6 грн та вартості в середньому у 2016 році капітального ремонту 1 кілометра дороги 7 млн гривень [6]. Для покрити витрат капітального ремонту за перевантаження мають сплатити 1667 тис автомобілів. Враховуючи те що середній строк служби дроги за

інтенсивності руху 1500-2500 авто/добу складає 6 років, а збільшення осьових навантажень на 20%, зменшує строк служби доріг між капітальним ремонтами більш ніж у 2 рази [3] маємо термін експлуатації дороги між капітальними ремонтами 3 роки.

Відповідно для покрити витрат капітального ремонту за перевантаження мають сплачувати 1080 автомобілів в день. Тоді як середня пропускна спроможність вітчизняних автомагістралей (кращих з вітчизняних доріг) складає 27622 автомобіля за добу [4, с. 31]. Тобто 40 % усіх автомобілів країни мали б сплачувати додаткові тарифи за перевантаження, що теоретично можливо але практично виглядає нереальним з погляду на об'єми вантажних перевезень в країні та якість більшості вітчизняних доріг.

Тому сума збитків надана дорожньому господарству через перевезення вантажів із перевищенням вагових параметрів із року в рік зростає, а враховуючи те, що в країні не існує приватних (платних) доріг все навантаження з утримання автомобільних доріг лягає на державний та місцеві бюджети. Тобто маємо яскраво виражену проблему вільного доступу до суспільних ресурсів, або інституціональну пастку неефективного використання суспільних ресурсів, коли витрати певних господарюючих суб'єктів перекладаються на плечі всіх інших. З відси першочерговим постає завдання з розбудови ефективної системи оплати за проїзд дорогами великовагового транспорту.

Проте навіть такі незначні тарифи за перевантаження практично не сплачуються. Більшість перевізників через відсутність вагового контролю навмисне порушують норми. В результаті, економлячи 10000 грн на 100 км проїзду, перевізник завдає шкоди дорозі на 60000 грн [7]. Слід зазначити, що для транспортних компаній покарання за перевищення навантаження на вісь існує вже зараз. Для компанії-перевізника (згідно з вже згадуваною постановою Кабінету Міністрів України №879 від 27.06.07) за проїзд без дозвільних документів транспортних засобів вагові параметри яких перевищують нормативні передбачений адміністративний штраф у розмірі 100 неоподаткованих мінімумів доходів громадян (1700 гривень). І за словами екс-міністра інфраструктури України А. Пивоварського у найближчому майбутньому «штрафні санкції зростуть в десятки разів» [8]. З точки зору забезпеченості правил дієвими нормами примусу до їх виконання це цілком справедливо і необхідно, адже середній розмір штрафу в Україні за перевезення вантажів понад дозволених норм теж не покриває збиток нанесений дорозі. Для порівняння навіть у найближчих наших сусідів розміри штрафів у рази перевищують вітчизняні не говорючі про «старі європейські» країни (рис. 1).

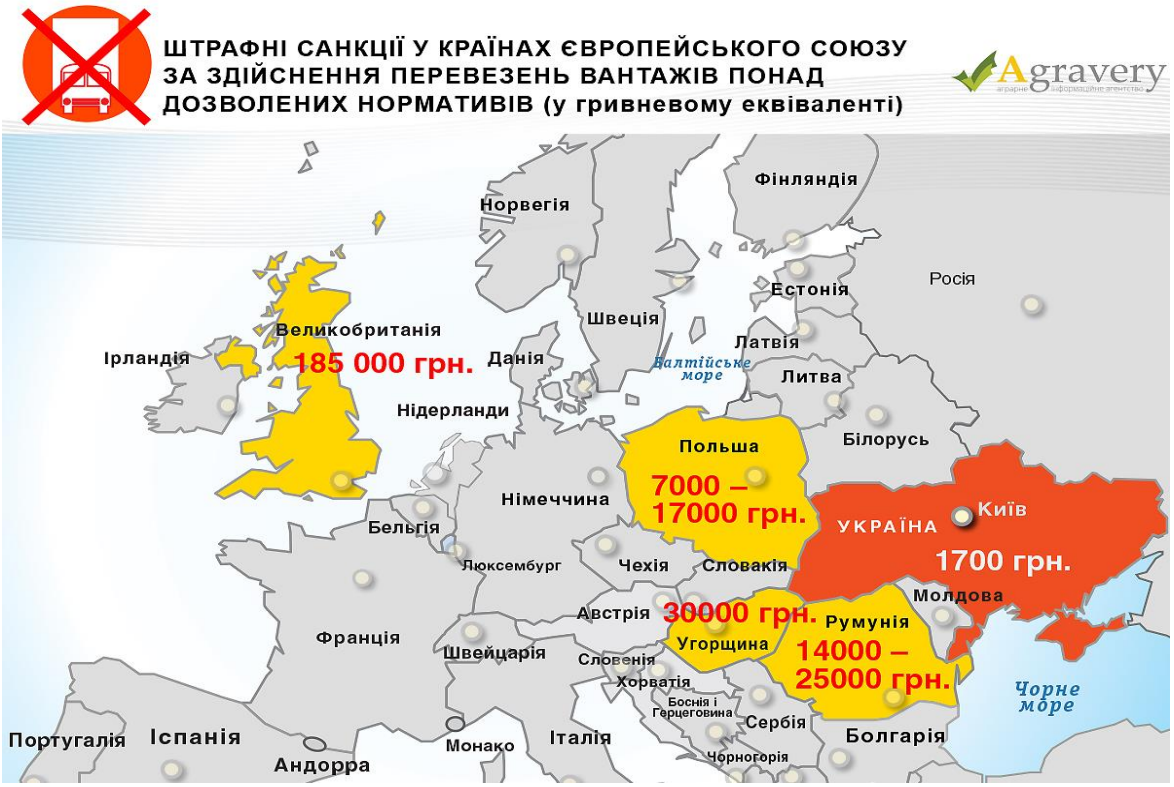


Рис. 1. Штрафні санкції у європейських країнах за здійснення перевезень вантажів понад дозволених норм. *Джерело:* Не більше 40: як вплине на аграріїв обмеження ваги автотранспорту: http://agravery.com/uk/posts/show/ne-bilse-40-ak-vpline-na-agrariiv-obmezenna-vagi-avtotransportu.

Разом з тим загально відомим є те, що формальні правила можуть змінюватися швидко, але примушування і неформальні правила пристосування до нових економічних інститутів змінюються повільно. Враховуючи сучасні економічні реалії в країні та відсутність принципу невідворотності покарання, перевізники у більшості випадків не платять і цієї суми домовляючись за хабар з інспектором. То ж, як не дивно, вирішення наступного завдання із підвищення штрафів поряд з підвищенням кримінальної відповідальності інспекторів за взяті хабарі, може змінити ситуацію на краще. Принаймні зростання корупційних ризиків суттєво вплине на розмір хабара і тим самим дешевшим може стати дія за законом, тобто виконання самого правила.

Однак як ми зазначали раніше висвітлена проблема значно складніша і стосується не лише державних наглядових органів і перевізників. Послугами автотранспортних підприємств користуються і підприємці і населення країни. Причому прагнення перших до максимізації прибутку в короткостроковому періоді, створює значні негативні екстерналії. За відсутності дієвих механізмів контролю і відповідальності державних органів,

джерелом цінності ресурсу стають занижені витрати його використання і, відповідно, можливість отримання додаткового зиску. Така діяльність «характеризується наявністю асоціального капіталу, який утворює дихотомію з соціальним капіталом і на відміну від нього заснований на поведінці, що йде в розріз із нормами» [1, с. 27] і спрямована на витягання корисного ефекту з діяльності інших суб'єктів.

Так, вантажовласники часто спеціально дезінформують перевізників про вагу вантажу. І тільки коли автомобіль потрапляє на ваговий контроль, перевізник дізнається про перевантаження і, відповідно, отримує покарання. Це спонукає до розгляду питання про зв'язок між отриманням прибутку і виробництвом суспільних благ. Відповідно необхідна зміна стереотипу (максимізації прибутку), сформованого в процесі історичного розвитку капіталізму і фактично перетвореного на звичку переважною більшістю українських підприємців, які в своїй виробничій діяльності не замислюються над її змістом і соціальними наслідками для суспільства, на більш нові та прогресивні, що задовольняють і бізнес і державу і суспільство. Фактично мова йде про зміну моделі економічної поведінки і переорієнтацію цінностей індивіда та про психологічні реакції, які будуть спостерігатися у нього під час цього процесу (реакції економічного агента на дію інститутів щодо зміни інституціональних умов ведення господарської діяльності). Отже наступним є завдання по створенню ефективних інструментів впливу на підприємців-власників вантажу і головна роль у мотивації їх до зміни власної економічної поведінки належить державі.

Наразі така ініціатива з боку держави існує. Міністерством інфраструктури України спільно з депутатським корпусом розроблено проект Закону України «Про внесення змін до Закону України «Про автомобільний транспорт» (щодо дотримання вагових або габаритних норм та/або умов, визначених у дозволі на участь у дорожньому русі). В ньому пропонується встановити солідарну відповідальність для автомобільного перевізника, водія транспортного засобу, відправника вантажу, вантажовласника за порушення транспортним засобом встановлених законодавством вагових та/або габаритних норм.

У разі прийняття цього закону власнику вантажу теж доведеться відповідати за перегруз: зважувати свій вантаж, опломбовувати вантажівку і видавати водієві сертифікат про проведене зважування. Отже врівноваження відповідальностей вантажовідправника і перевізника дасть можливість дисциплінувати обидві сторони. Транспортним компаніям таке нововведення навіть буде вигідно, якщо, звичайно, власник вантажу буде справно платити за рейси і при цьому не перевищувати нормативи

навантаження. Проте є і інший погляд на цю проблему. З погляду бізнес середовища, підприємці і так роблять вагомий внесок в підтримку автомобільних доріг, сплачуючи акцизи, які входять до складу ціни палива, натомість вимушені втрачати кошти через простої та затримки вантажів в наслідок аварійного стану доріг. На думку виробників, відповідальність за якість доріг насамперед лежить на державі і уповноважених нею структурах, до роботи яких є чимало нарікань, що стосуються і до якості доріг і темпів реформування автотранспортної галузі і особливо неефективного використання коштів топливного акцизу. Недосконалість інституціональної структури в економіці України залишає можливість для нецільового використання бюджетних коштів заради отримання окремими можновладцями особистої вигоди. Гальмування загальнонаціональних реформ, а часом і відкрите їх саботування чітко сигналізує про інституціональну слабкість системи, що служить інтересам окремих індивідів (груп), відволікає бюджетні кошти від рентабельних інноваційних проектів і в цілому негативно впливає на рівень і якість економічного зростання країни. Як зазначили Л. Григор'єв, Е. Бурк, А. Голяшев, «через слабкість держави і високий рівень корупції посилилася боротьба за захоплення влади як джерела збагачення та інструменту створення нових фінансових груп» [2, с. 35].

Отже наступне завдання полягає у створенні стабільного фінансового інструменту для відновлення українських доріг. І чи це буде цільовий державний дорожній фонд (як пропонується наразі законодавцями), чи це буде інший фінансовий інститут куди надходитимуть кошти з оплачених мит і акцизних зборів, державних програм, кредитів міжнародних фінансових організацій та недержавних фондів, головне, щоб ці кошти мали втрачалися виключно на удосконалення автотранспортної інфраструктури країни.

Висновки

Дорогам потрібен ремонт, адекватність перевізників, відповідальність вантажовласників та порядність і принциповість чиновників. Тому вирішення цієї складної загальнонаціональної проблеми може бути лише комплексним із залученням усіх зацікавлених сторін. Результати їх взаємодії мають спонукати до запровадження інституціональних змін та удосконалення організаційно-правових засад функціонування автотранспортної галузі, через:

– організацію належного габаритно-вагового контролю транспортних засобів та розвитку дорожньої інфраструктури;

– розбудову ефективної системи оплати за проїзд дорогами великовагового транспорту;

– врівноваження відповідальностей вантажовідправника і перевізника;

– впровадження удію стабільного фінансового інструменту для відновлення вітчизняної автотранспортної інфраструктури.

Список літератури

1. *Архієреєв С.* Поєднання соціального і асоціального капіталу як критерій пост трансформаційного стану економіки. Економічна теорія. 2014. № 1. С. 24–36.
2. *Григорьев Л., Буряк Е., Голяшев А.* Второй старт трансформации украинской экономики. Вопросы экономики. 2014. № 9. С. 30–52.
3. *Дмитриченко А. М., Гамеляк І. П.* Засоби зважування великовагових транспортних засобів. Автомобільні дороги і дорожнє будівництво. 2017. Вип. 99. С. 246–251. http://publications.ntu.edu. ua/avtodorogi_i_stroitelstvo/99/243-251.pdf.
4. *Пасічник А. М., Мальнов В. С., Клен О. М.* Дослідження пропускної здатності української мережі міжнародних автомобільних транспортних коридорів. Вісник Академії митної служби України. 2012. № 1. С. 28–36. http://nbuv.gov.ua /UJRN/vamsutn_2012_1(47)_5.
5. *Українські* дороги увійшли до п'ятірки найгірших у світі // Аналітичний портал «Слово і діло»: https://www.slovoidilo.ua/2016/09/29/ novyna/suspilstvo/ukrayinski-dorohy-uvijshly-v-pyatirku-najhirshyx-u-sviti.
6. *Центр* транспортних стратегій: http://cfts.org.ua/news/2017/01/13/nazvana_ srednyaya_ stoimost_kapremonta_1_kilometra_dorog_v_ukraine_38514.
7. *Хміль Р.* Чому в Україні самі погані дороги: https://antikor. com.ua/articles/66705-dlja_neponjatlivyh_ pochemu_v_ukraine_samye_plohie_dorogi.
8. *Штрафи* за перевантаження авто на дорогах можуть зрости в десятки разів // Інформаційне агентство УНІАН: https://economics.unian.ua/transport/1127625-shtrafi-za-perevantajennya-avto-na-dorogah-mojut-zrosti-v-desyatki-raziv.html.

References

1. *Archiv, C.* (2014). Combination of social and antisocial capital as a criterion of post-transformational economy. Economic theory. No 1. 24–36.
2. *Grigoriev L., Buryak, E., Galashev A.* (2014). Second start of the transformation of the Ukrainian economy. Questions of economy. No 9. 30–52.
3. *Dmitrichenko, A. M., Gamelan, I. P.* (2017). Means of weighing heavy vehicles. Roads and road construction. Vol. 99. 246–251. http://publications.ntu.edu. EN/avtodorogi_i_ stroitelstvo/99/243-251.pdf.
4. *Pasechnik, A. M., Malinov, V. S., Maple, M. A.* (2012). Study of capacity of Ukrainian network of international road transport corridors. Bulletin of the Academy of customs service of Ukraine. No 1. 28–36. http://nbuv.gov.ua /UJRN/vamsutn_2012_ 1(47)_5.
5. *Ukrainian* roads are among the five worst in the world // Analytical portal "Word and business": https://www.slovoidilo.ua/2016/09/29/ novyna/suspilstvo/ukrayinski-dorohy-uvijshly-v-pyatirku-najhirshyx-u-sviti.
6. *Center* for transport strategies: http://cfts.org.ua/news/2017/01/13/nazvana_ srednyaya_ stoimost_kapremonta_1_kilometra_dorog_v_ukraine_38514.
7. *Hops G.* (2017). Why Ukraine has the worst roads: https://antikor. com.ua/articles/66705-dlja_neponjatlivyh_ pochemu_v_ukraine_samye_plohie_dorogi.
8. *Penalties* for an overload of cars on the roads could rise tenfold. UNIAN news Agency: https://economics.unian.ua/transport/1127625-shtrafi-za-perevantajennya-avto-na-dorogah-mojut-zrosti-v-desyatki-raziv.html.

СОВРЕМЕННЫЕ ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ АВТОТРАНСПОРТНОЙ ІНФРАСТРУКТУРЫ В УКРАИНЕ

О. Н. Загурский, П. А. Овчар

Аннотация. *К состоянию автотранспортной инфраструктуры, в частности автомобильных дорог возникают справедливые нарекания всего украинского общества. Проблема дорог перманентно актуализируется любым правительством, однако не решается в течение всего периода независимости страны.*

В статье проведен институциональный анализ существующих проблем автотранспортной инфраструктуры в Украине и определены основные направления их дальнейшего решения. В процессе исследования использовались общенаучные методы, в частности: научной абстракции, обобщения и сравнения.

Подробно исследована проблема низкого качества отечественной автотранспортной инфраструктуры, которая с одной стороны связана с устаревшими технологиями строительства и ремонта автомобильных дорог, их несоответствием современным требованиям и оппортунистическим поведением перевозчиков и грузовладельцев и чиновников ответственных за это направление – с другой.

Установлено, что решение общенациональной проблемы модернизации автотранспортной инфраструктуры может быть только комплексным с привлечением к ее решению всех заинтересованных сторон: государства, бизнеса и общества. Результаты их взаимодействия должны побуждать к внедрению институциональных изменений и усовершенствованию организационно-правовых основ функционирования автотранспортной отрасли, через развитие эффективной системы оплаты за проезд по дорогам тяжеловесного транспорта; уравновешивания ответственностей грузоотправителя и перевозчика; создание и внедрение стабильного финансового инструмента для восстановления украинских дорог.

Ключевые слова: ***автотранспортная инфраструктура, грузы, весовые нормы, перевозчики, прибыль, стандарты поведения***

MODERN PERSPECTIVES FOR DEVELOPMENT OF MOTOR TRANSPORT INFRASTRUCTURE IN UKRAINE

O. M. Zagursky, P. A. Ovchar

Abstract. *To the state of motor transport infrastructure, in particular on motor roads, there are just complaints of the entire Ukrainian society. The problem of roads is permanently updated for*

every government, but not resolved throughout the period of independence of the country.

The article analyzes the existing problems of motor transport infrastructure in Ukraine and outlines the main directions of their further solution. In the process of research general scientific methods are used, in particular: methods of scientific abstraction, generalization and comparison.

The problem of low quality domestic motor transport infrastructure, which on the one hand is connected with obsolete technologies of construction and repair of highways, non-compliance with modern requirements and opportunistic behavior of carriers and owners of cargo and officials, who are responsible for this direction, on the other hand, is investigated in detail.

It is established that solution of national problem of modernization of motor transport infrastructure can be only complex with involvement of all interested parties: state, business and society. The results of their interaction should lead to the introduction of institutional changes and improvement of the organizational and legal principles of the functioning of the motor transport industry, through the development of efficient system of payment for travel by roads of heavy transport; balance of responsibility of shipper and carrier; creation and implementation of stable financial instrument for restoration of Ukrainian roads.

Key words: ***motor transport infrastructure, cargoes, weight standards, carriers, profit, standards of behavior***

УДК 378.147:005.336.2

«ЗНАННЯ», «УМІННЯ» ТА «НАВИЧКИ» ЯК ПЕДАГОГІЧНІ КАТЕГОРІЇ І МЕТОДИЧНІ ЧИННИКИ ЇХ ФОРМУВАННЯ

І. О. Колосок, О. А. Дьомін, кандидати педагогічних наук
Національний університет біоресурсів і природокористування України
e-mail: demin31@gmail.com

Анотація. *В статті аналізуються передумови створення і зміст такого основоположного державного документа, що визначає цілі освітньої та професійної підготовки студентів як кваліфікаційна характеристика на відповідну спеціальність на прикладі спеціальностей “Агрономія”, “Агрохімія і ґрунтознавство”,*

© І. О. Колосок, О. А. Дьомін, 2017

every government, but not resolved throughout the period of independence of the country.

The article analyzes the existing problems of motor transport infrastructure in Ukraine and outlines the main directions of their further solution. In the process of research general scientific methods are used, in particular: methods of scientific abstraction, generalization and comparison.

The problem of low quality domestic motor transport infrastructure, which on the one hand is connected with obsolete technologies of construction and repair of highways, non-compliance with modern requirements and opportunistic behavior of carriers and owners of cargo and officials, who are responsible for this direction, on the other hand, is investigated in detail.

It is established that solution of national problem of modernization of motor transport infrastructure can be only complex with involvement of all interested parties: state, business and society. The results of their interaction should lead to the introduction of institutional changes and improvement of the organizational and legal principles of the functioning of the motor transport industry, through the development of efficient system of payment for travel by roads of heavy transport; balance of responsibility of shipper and carrier; creation and implementation of stable financial instrument for restoration of Ukrainian roads.

Key words: ***motor transport infrastructure, cargoes, weight standards, carriers, profit, standards of behavior***

УДК 378.147:005.336.2

«ЗНАННЯ», «УМІННЯ» ТА «НАВИЧКИ» ЯК ПЕДАГОГІЧНІ КАТЕГОРІЇ І МЕТОДИЧНІ ЧИННИКИ ЇХ ФОРМУВАННЯ

І. О. Колосок, О. А. Дьомін, кандидати педагогічних наук
Національний університет біоресурсів і природокористування України
e-mail: demin31@gmail.com

Анотація. *В статті аналізуються передумови створення і зміст такого основоположного державного документа, що визначає цілі освітньої та професійної підготовки студентів як кваліфікаційна характеристика на відповідну спеціальність на прикладі спеціальностей “Агрономія”, “Агрохімія і ґрунтознавство”,*

© І. О. Колосок, О. А. Дьомін, 2017

“Плодоовочівництво і виноградарство”, “Захист рослин”. Розглядається доцільність застосування педагогічної категорії “вміння” у стандарті вищої освіти – освітньо-кваліфікаційній характеристиці, без категорії “знання” для визначення професійних та соціально-професійних якостей майбутнього фахівця. Наведені теоретичні розробки відомих педагогів та психологів для виявлення зв’язку між двома категоріями – “знання” і “вміння” та їх значення під час застосування в освітньо-кваліфікаційній характеристиці. Викладені висновки авторів про те, що теоретичні знання студента під час навчання трансформуються у професійні вміння застосовувати ці знання на практиці, які в свою чергу в процесі постійного оновлення технологій вирощування, збирання та переробки сільськогосподарської продукції дають можливість набувати нових знань. Наводиться припущення, що використовуючи тільки категорію “уміння” для визначення професійних якостей майбутнього фахівця розробники освітньо-кваліфікаційної характеристики бакалавра напряму підготовки “Агрономія” наголосили на обов’язковому переліку умінь, які вирізняють фахівця. На думку авторів, застосовуючи в освітньо-кваліфікаційній характеристиці перелік умінь, без висвітлення обов’язкового переліку попередньо набутих знань є намаганням зосередити увагу на відпрацюванні у студента досконалих вмінь, що складатимуть основу його арсеналу компетентності у майбутній професійній діяльності.

Ключові слова: ***інженерна підготовка, система вищих навчальних закладів, підвищення кваліфікації***

Постановка проблеми. В наш час, коли на передній план виступають потреби, продиктовані ринковою економікою, по справжньому конкуренто здатним на ринку праці може бути лише той фахівець, який дійсно досяг високого рівня майстерності в своїй професійній діяльності. Отже цілком логічно, що основною метою будь-якого вищого навчального закладу є належна підготовка студентів до цієї професійної діяльності. Проте, як свідчать реалії сьогодення, з перебудовою вищої освіти до вимог сучасного ринку праці є певні труднощі які відбиваються на якості підготовки фахівців у бік її зниження. Для того щоб в цій проблемі і розглянути основні компоненти такої підготовки, звернемося до законодавчих актів. Основоположним державним документом, що визначає цілі освітньої та професійної підготовки студентів є кваліфікаційна характеристика на відповідну спеціальність. Роботи по створенню кваліфікаційних характеристик висококваліфікованого агронома, що діяли протягом

останніх років зі спеціальностей “Агрономія”, “Агрохімія і ґрунтознавство”, “Плодоовочівництво і виноградарство”, “Захист рослин” та відповідних спеціалізацій проводились протягом 1988 – 1989 років згідно з наказом Державного комітету СРСР по народній освіті від 7 квітня 1988 року № 19 “Об утверждении общих требований и основных мероприятий по разработке нового поколения квалификационных характеристик специалистов с высшим образованием” [15, с. 13]. Структура кваліфікаційних характеристик складалась з використанням категорій “знання”, “вміння” та “навички” для визначення професійних і соціально-професійних якостей майбутнього фахівця.

Перебудова нашого суспільства на принципово нових соціально-економічних засадах, переорієнтація економіки України на світовий ринок зумовили необхідність змін у вищій освіті. Реалізація сучасних освітньо-виховних завдань базується на Законі України “Про освіту” [12]. Відповідно до Закону України “Про освіту” Кабінет Міністрів України прийняв Постанову від 20 січня 1998 р. № 65 “Про затвердження Положення про освітньо-кваліфікаційні рівні (ступеневу освіту)”. В цій постанові, зокрема у пункті 4 зазначається: “Вимоги до змісту, обсягу і рівня освітньої та фахової підготовки встановлюються державними стандартами освіти, які є основою оцінки освітнього та освітньо-кваліфікаційного рівня громадян незалежно від форм одержання освіти” [13, с. 203]. Стосовно змісту освіти та державних документів де він встановлюється у Постанові наголошено: “Зміст освіти – це обумовлені цілями та потребами суспільства вимоги до системи знань, умінь та навичок, світогляду та громадських і професійних якостей майбутнього фахівця, що формуються у процесі навчання з урахуванням перспектив розвитку науки, техніки, технологій та культури. Зміст освіти встановлюється в освітньо-кваліфікаційних характеристиках та інших актах органів управління освітою і змінюється відповідно до рівня розвитку науки, культури, виробництва, суспільства. Освітньо-кваліфікаційні характеристики фахівців з вищою освітою відповідних освітньо-кваліфікаційних рівнів – це державні документи, які визначають цілі освіти у вигляді системи виробничих функцій, типових задач діяльності та умінь, необхідних для вирішення цих задач” [13, с. 203].

Відповідно до Закону України “Про освіту”, Постанови Кабінету Міністрів України від 20 січня 1998 р. № 65 “Про затвердження Положення про освітньо-кваліфікаційні рівні (ступеневу освіту)” вийшов Наказ Міністерства освіти України від 04.03.98 р. № 86 “Про введення в дію “Положення про освітньо-кваліфікаційні рівні (ступеневу освіту)” та про нормативне і навчально-методичне

забезпечення підготовки фахівців з вищою освітою". За наказом були визначені строки розробки нормативного та навчально-методичного забезпечення підготовки фахівців відповідних освітньо-кваліфікаційних рівнів. Так у пункті 5.4 наказу зазначено: "До 1 квітня 1999 року забезпечити розробку освітньо-кваліфікаційних характеристик та корегування освітньо-професійних програм і навчальних планів підготовки молодших спеціалістів і бакалаврів відповідно до вимог освітньо-кваліфікаційних характеристик" [14, с. 5] Наступним кроком у створенні нормативних документів для розробки складових системи стандартів вищої освіти, зокрема освітньо-кваліфікаційної характеристики бакалавра напряму підготовки "Агрономія" став Наказ Міністерства освіти України від 31.07.98. р. № 285 "Про порядок розробки складових нормативного та навчально-методичного забезпечення підготовки фахівців з вищою освітою" [15]. Робочою групою розроблено стандарт вищої освіти - освітньо-кваліфікаційна характеристика бакалавра напряму підготовки "Агрономія". В освітньо-кваліфікаційній характеристиці сучасні вимоги до професійної підготовки випускника вищого навчального закладу розкриті через систему умінь без використання педагогічної категорії "знання". Для з'ясування доцільності використання розробниками тільки однієї категорії – категорії "уміння". Звернемось до визначень, що надали цій категорії відомі педагоги.

Аналіз останніх досліджень. Так у підручнику з педагогіки за редакцією І. А. Каірова умінням називають ті практичні дії, які учень виконує свідомо, користуючись визначеними знаннями [8]. М. А. Данілов розглядає категорію "уміння", як набуту людиною готовність до практичних дій, що виконується свідомо на підставі засвоєних знань. Уміння пов'язані зі змістом знань. Вони спираються на теорію. Уміння – це знання в дії [3]. Саме на це визначення категорії "уміння" спирались в своїх подальших розробках відомі педагоги. Г. І. Щукіна розглядає уміння, як спосіб діяльності учня, що здійснюється на підставі отриманих знань. Уміння, на думку вченої, включає комплекс дій, який володіє достатньою гнучкістю, необхідною для того, щоб учень кожний раз в нових умовах був здатний їх виробляти. Уміння передбачає добре орієнтування в нових умовах та виступає не як стереотипне повторення минулого досвіду, а включає відомий елемент кмітливості, нового підходу до вирішення завдань. Крім визначення і розкриття категорії "уміння" Г. І. Щукіна наводить класифікацію умінь і навичок за характером діяльності. Першу групу складають інтелектуальні уміння, другу групу – трудові уміння і навички окремих трудових операцій. До складу третьої групи входять спортивні уміння і навички [11].

Класифікацію умінь та навичок за своїм змістовним об’ємом наводить І. Т. Огороднiков. Відомий педагог зазначає, що уміння і навички за своїм характером і внутрішньому зв’язку з теоретичними знаннями суттєво відрізняються між собою і можуть мати:

- предметний і тематичний характер;
- багатоступеневий і синтетичний характер;
- комплексний характер [7].

Разом з педагогами і психологи розкривали суть категорії “уміння”. Д. Ф. Ніколенко дає слідуюче визначення цій категорії: “...вміння – це заснована на знаннях і навичках готовність людини успішно виконувати певну діяльність” [9, с. 440]. Подальші розробки відомих вчених-педагогів, що стосувались визначення категорії “уміння” майже не відрізнялись суттєво одна від одної. Т. А. Ільїна вважає, що під уміннями розуміються практичні дії, які учень може здійснити на підставі отриманих знань і які в свою чергу сприяють надалі отриманню нових знань [4]. І. Ф. Харламов вказує, що уміння – це володіння способами (прийомами, діями) застосування знань на практиці [16]. У підручнику з педагогіки за редакцією М. Д. Ярмаченка вказується на суттєву особливість цього елементу освітньої функції, що міститься у високому рівні узагальненості. Завдяки цьому, уміння забезпечують здатність вирішувати поставлені завдання в різних, що постійно змінюються умовах. Уміння, на думку авторів, завжди являє собою складний комплекс розумових і практичних дій, “...це самостійна свідома дія для практичного чи теоретичного застосування набутих знань” [10, с. 84]. Як бачимо ця характеристика категорії “уміння” або, за авторами, її особливість, має багато спільного з вищенаведеним визначенням та характеристикою Г. І. Щукіної, а саме: по-перше, уміння – це комплекс дій; по-друге – цей комплекс володіє гнучкістю або високим рівнем узагальненості, що дає змогу на підставі отриманих знань добре орієнтуватись в нових умовах для вирішення поставлених завдань. “Український педагогічний словник” дає наступні визначення категорії “уміння”: “Вміння – засвоєний суб’єктом спосіб виконання дій, який забезпечується сукупністю набутих знань і навичок. Вміння формується шляхом вправ і створює можливість виконання дій не лише у звичних, а й у змінених умовах. У навчальній діяльності учні оволодівають навчальними вміннями. Розрізняють загальнонавчальні (які стосуються всіх навчальних предметів) і спеціальні (характерні для конкретного предмета) вміння” [2, с. 376].

Результати досліджень. Аналізуючи наведені визначення категорії “уміння” слід зазначити, що кожне визначення обов'язково

базується на категорії “знання”. Уміння – це застосування знань на практиці. Категорія “знання” за І. Ф. Харламовим – це є розуміння і збереження в пам'яті основних фактів науки та випливаючи з них правил, висновків та інших теоретичних узагальнень [16]. А. М. Алексюк вказує, що знанням слід називати виявлені та перевірені суспільною практикою судження про зв’язки і закономірності в явищах природи, суспільства і людського мислення, разом з тим знання – це “...засвоєна учнями інформація на рівні творчого її застосування” [10, с. 82]. Більш філософське визначення цій категорії дає С. У. Гончаренко в педагогічному словнику: “Знання – особлива форма духовного засвоєння результатів пізнання, процесу відображення дійсності, яка характеризується усвідомленням їх істинності” [2, с. 137]. На єдність двох категорій, категорії “знання” та категорії “уміння” вказують В. П. Беспалько і Ю. Г. Татур. Педагоги стверджують, що з позицій діяльнісного підходу не можуть окремо існувати знання та вміння. На думку вчених, під час засвоєння людиною визначених видів діяльності, коли факт засвоєння виявляється в умінні здійснювати цю діяльність, вона (діяльність) може функціонувати у різних формах але завжди залишається той самою діяльністю, в якій розрізнюють орієнтовну та виконавчу частини. “Ориентировочная часть деятельности – это и есть собственно знания, – відзначають В. П. Беспалько і Ю. Г. Татур, – существующие в форме умственного действия, а умения – исполнительская часть деятельности, проявляющаяся в речевой или материальной (мануальной) форме. Таким образом, знания и умения – это одна и та же деятельность, но существующая в разных формах. Поэтому нельзя “знать”, но не “уметь” или наоборот” [1, с. 24]. Таким чином, вміння формуються на основі знань закріплених в пам'яті. Фактично – трансформація знань у вміння є невід'ємною властивістю свідомих дій. Тому, коли ми говоримо вміння, варто вважати, що це знання доведені діяльністю суб’єкта до рівня вмінь використовувати ці знання в практичних діях.

Власне кажучи, цілком виправдано розглядає В. П. Беспалько суб’єктивні знання на різних рівнях оволодіння ними. В. П. Беспалько виділяє чотири рівня засвоєння знань:

- знання знайомства;
- знання репродукції;
- знання уміння або навички;
- знання трансформації [5].

Кожному рівню засвоєння знань передбачено виконання певних дій. Для знань знайомств – це розпізнавання, розрізнення, класифікація. Для знань репродукції – обговорення, аналіз,

співвідношення, відтворення. Знання уміння або навички передбачають виконання таких дій: застосування на практиці до заданого класу явищ і об’єктів для вирішення виникаючих задач, що вимагають буквального застосування знань та дій. Знання трансформації передбачають: застосування засвоєної інформації для вирішення практичних завдань по відношенню до широкого кола явищ і об’єктів, що знаходяться за межею того класу явищ на якому йшло формування знань. Перші два рівня засвоєння знань ми відносимо до репродуктивної діяльності. За В. П. Безпальком, під час репродуктивної діяльності засвоєна інформація про властивості об’єктів та методах діяльності тільки відтворюється у різних сполученнях та комбінаціях від буквальної копії до будь-якого реконструктивного її відображення і застосування в типових ситуаціях. При цьому до початкових знань з навчальної дисципліни учень не додає ніякої нової інформації [6]. Знання уміння і знання трансформації ми відносимо до продуктивної діяльності, яка полягає в тому, що виконується не шляхом повторень раніш засвоєних операцій а використовує засвоєні методи діяльності в нових умовах або на нових навчальних елементах.

Вчені-психологи стверджують, що в когнітивному плані в людини працюють три основні сфери психічної діяльності:

- понятійно-логічна;
- образна;
- емоційна [17].

Понятійно-логічна сфера мислення дає змогу студенту сприймати й розуміти закономірності, закони, конкретні й абстрактні поняття, які відображають існуючі процеси, явища, предмети та інші об’єкти, що вивчаються. Завдяки такій позитивній властивості понятійно-логічної сфери мислення на неї покладається основне суб’єктивне навантаження у навчанні. Для того, щоб студент мав змогу досконало зрозуміти навчальний матеріал і добре оволодіти знаннями потрібний відповідний час розумової роботи його понятійно-логічної сфери. У роботі цієї сфери мислення в процесі оволодіння знаннями простежуються три взаємопов’язаних етапи. Перший етап – формування основ понять, їх початкове розуміння і запам’ятовування, що потребує багаторазового повторення навчальної інформації. Другий етап – різнобічне відтворення і осмислення основ понять, їх доповнення новими відомостями і формування умінь пов'язувати ці поняття із знаннями нової інформації. Третій етап – виникнення нових проблем, гіпотез і пошуки їх розв’язання. Це етап творчого застосування знань. Таким чином, перший етап роботи понятійно-логічної сфери мислення часто називають репродуктивним. Етап другий, коли відбувається

формування вміння у студентів використовувати свої знання, тобто уміння, що надає знанням властивість дієвості називають етапом продуктивного відтворення і застосування знань у різних умовах.

Скориставшись наведеними розробками педагогів та психологів можна припустити, що розробники освітньо-кваліфікаційної характеристики, розкриваючи кваліфікаційні вимоги до професійної підготовки через систему умінь без використання категорії “знання”, розглядали уміння, як знання доведені до продуктивного рівня. Висвітлюючи ці дві взаємопов’язані педагогічні категорії – категорію “знання” та категорію “вміння” можна зробити висновок про неможливість їх існування ізольовано одна від одної. Обов’язковою передумовою вмінь є знання. Це насамперед стосується навчальної діяльності студентів, основною метою якої є підготовка до практичних дій по застосуванню знань на практиці або як зазначено в стандарті вищої освіти – володіти певними професійними вміннями. Теоретичні знання без вмінь їх професійного застосування, вміння практично оперувати теоретичним матеріалом є безплідним вантажем. Так для майбутнього агронома з дисципліни “Механізація сільськогосподарського виробництва” не достатньо тільки знати, наприклад, призначення, будову, процес роботи та основні регулювання зернової сівалки. Майбутній фахівець повинен безпосередньо вміти проводити технологічну наладку сівалки, одна з операцій якої включає вміння по встановленню сівалки на задану норму висіву. Таким чином, теоретичні знання студента під час навчання трансформуються у професійні вміння застосовувати ці знання на практиці, які в свою чергу в процесі постійного оновлення технологій вирощування, збирання та переробки сільськогосподарської продукції дають можливість набувати нових знань. Зробимо припущення, що використовуючи тільки категорію “уміння” для визначення професійних якостей майбутнього фахівця розробники освітньо-кваліфікаційної характеристики бакалавра напряму підготовки “Агрономія” наголосили на обов’язковому переліку умінь, які вирізняють фахівця. На нашу думку, застосовуючи в освітньо-кваліфікаційній характеристиці перелік умінь, без висвітлення обов’язкового переліку попередньо набутих знань є намаганням зосередити увагу на відпрацюванні досконалих вмінь студента.

Висновки

Не має сумніву, що на підставі раніш діючих кваліфікаційних характеристик, структура яких складалась з використанням категорій “знання”, “вміння” та “навички” існувала можливість оцінювати якість

підготовки студента під час закінчення ВНЗ не об'єктивно або за різними вимогами до єдиного кінцевого результату. Так студенти одного курсу за визначений період навчання у відповідному співвідношенні могли:

- повністю оволодіти знаннями, вміннями та навичками за своєю спеціальністю;
- частково володіти знаннями, вміннями та навичками;
- володіти тільки знаннями без вміння їх практичного застосування.

В усіх випадках студент вважався сформованим фахівцем. Тоді застосування в освітньо-кваліфікаційній характеристиці тільки переліку умінь, умінь, що вирізняють фахівця, умінь, що ми називаємо знанням в дії є цілком виправданим. З іншого боку, використовуючи в освітньо-кваліфікаційній характеристиці тільки категорію "вміння" для визначення професійних якостей випускника вищого навчального закладу можна звести зміст освіти не до чітко окресленої системи знань, умінь і навичок а визначити навчання, як процес "механічного" вироблення необхідних вмінь для вирішення звужених задач діяльності. В цьому випадку вміння розглядатимуться, як спосіб діяльності без відповідних базових знань. Таке ставлення може породити підходи, які збіднюють зміст самих вмінь.

Враховуючи невисоку компетентність в деталях педагогічної термінології, яка не рідко зустрічається серед викладачів ВНЗ, вважаємо доцільним включити до структури освітньо-кваліфікаційної характеристики категорію "знання", яка органічно пов'язана з категорією "вміння" та має вирішальний вплив за своїм змістом на формування професійних вмінь. В такому вигляді, на нашу думку, зміст документу буде зрозуміліший широкому загалу, як освітян так і майбутніх фахівців.

Список літератури

1. *Беспалько В. П., Татур Ю. Г.* Системно-методическое обеспечение учебно-воспитательного процесса подготовки специалистов. Москва. Высшая школа. 1989. 144 с.
2. *Гончаренко С. У.* Український педагогічний словник. Київ. Либідь. 1997. 376 с.
3. *Данилов М. А., Есипов Б. П.* Дидактика. Москва. Изд-во акад. пед наук. 1957. 519 с.
4. *Ильина Т. А.* Педагогика. Москва. Просвещение. 1969. 576 с.
5. *Беспалько В.* Методы и критерии оценки знаний, умений и навыков учащихся при программированном обучении. Москва. Знание. 1969. 116 с.
6. *Беспалько В. П., Беспалько Л. В.* Новые методы и средства обучения. Вып. 2.(6). Педагогическая технология. Опыт использования организационно-методической системы В.Ф. Шаталова в вузе. Москва. Знание. 1989. 100 с. Политехнический музей.

7. *Огородников И. Т.* Педагогика. Москва. Просвещение. 1968. 375 с.
8. *Каирова И. А.* Педагогика. Москва. Государственное учебно-педагогическое издательство Министерства просвещения. 1948. 462 с.
9. *Костюка Г. С.* Психологія. Київ. Радянська школа. 1961. 584 с.
10. *Ярмаченка М. Д.* Педагогіка. Київ. Вища школа. 1986. 544 с.
11. *Щукиной Г. И.* Педагогика. Москва. Просвещение. 1966. 648 с.
12. *Про* внесення змін і доповнень до Закону Української РСР "Про освіту": Закон України від 26 березня 1996 року. Відомості Верховної Ради УРСР. 1996. № 21. С. 84.
13. *Про* затвердження Положення про освітньо-кваліфікаційні рівні (ступеневу освіту): Постанова Кабінету Міністрів України від 20 січня 1998 р. № 65. Офіційний вісник України. 1998. № 3. С. 108.
14. *Про* введення в дію "Положення про освітньо-кваліфікаційні рівні (ступеневу освіту)" та про нормативне і навчально-методичне забезпечення підготовки фахівців з вищою освітою: Наказ Міністерства освіти України від 04.03.98 р. № 86. Інформ. зб. Міністерства освіти України. 1998. № 10.
15. *Про* порядок розробки складових нормативного та навчально-методичного забезпечення підготовки фахівців з вищою освітою: Наказ Міністерства освіти України від 31.07.98 р. № 285. Науково-методичний центр аграрної освіти Мінагропрому. 1998. 174 с.
16. *Харламов И. Ф.* Педагогика. Минск. Изд-во БГУ. 1979. 464 с.
17. *Лузан П. Г., Дьомін А. І., Рябець В. І.* Формування активності студентів у навчанні: монографія. Київ. Вища школа. 1998. 192 с.

References

1. *Bespalko, V. P., Tatur, Yu. G.* (1989). Systematic-methodical maintenance of educational process of training specialists. Moscow. High school. 144.
2. *Goncharenko, V. S.* (1997). Ukrainian pedagogical dictionary. Kiev. Lybid. 376.
3. *Danilov, M. A., Esipov, B. P.* (1957). Didactics. Moscow. Izd-vo Akad. doctor of pedagogical Sciences. 519.
4. *Ilina, T. A.* (1969). Pedagogy. Moscow. Education. 576.
5. *Bezpalko, V.* (1969). Methods and criter assessment of knowledge, skills and abilities of students under programmed learning. Moscow. Knowledge. 116.
6. *Bespalko, V. P. Bespalko, L. V.* (1989). New methods and means of teaching. Vol. 2.(6). Pedagogical technology. Experience using organizational and methodical system of V. F. Shatalov at the University. Moscow. Knowledge. 100. Polytechnic Museum.
7. *Ogorodnikov, I. T.* (1968). Education. Moscow. Education. 375.
8. *Kairov, S. A.* (1948). Pedagogy. Moscow. State education-pedagogical publisher of Ministry of education. 462.
9. *Kostyuk G. S.* (1961). Psychology. Kiev. The Soviet school. 584.
10. *Ermachenko M. D.* (1989). Pedagogy. Kiev. High school. 544.
11. *Schukina G. S.* (1966). Pedagogy. Moscow. Education. 648.
12. *On introducing* amendments and addenda to the Law of Ukrainian SSR "On education": Law of Ukraine of March 26, 1996. Bulletin of the Supreme Soviet of the USSR. No 21. 84.
13. *About* the statement of Regulations about educational and skill levels (stepwise education): resolution of the Cabinet of Ministers of Ukraine dated January 20, 1998 № 65. The official Bulletin of Ukraine. No 3. 108.

14. *About* introduction in action “Provisions on educational and skill levels (stepwise education)” and the normative and methodical ensuring training of specialists with higher education: Ministry of education of Ukraine dated 04.03.1998. No 86. Inform. ZB. The Ministry of education of Ukraine. No 10.
15. *On order* of development of components of the normative and methodical ensuring training of specialists with higher education: Ministry of education of Ukraine from 31.07.1998. № 285. Scientific-methodical center of agricultural education of Ministry of agrarian policy. 174.
16. *Kharlamov, I. F.* (1979). Pedagogy. Minsk. Publishing house BSU. 464.
17. *Luzan P. G., Demin A. I., Ryabets V. I.* (1998). Formation activity of students: monograph. Kiev. High school. 192.

ЗНАНИЯ», «УМЕНИЯ» И «НАВЫКИ» КАК ПЕДАГОГИЧЕСКИЕ КАТЕГОРИИ И МЕТОДИЧЕСКИЕ ФАКТОРЫ ИХ ФОРМИРОВАНИЯ

И. А. Колосок, А. А. Демин

Аннотация. *В статье анализируются предпосылки создания и содержание такого основополагающего государственного документа, определяющего цели образовательной и профессиональной подготовки студентов как квалификационная характеристика на соответствующую специальность на примере специальности "агрономия", "Агрохимия и почвоведение", "Плодоовощеводство и виноградничество", "Защита растений". Рассматривается целесообразность применения педагогической категории "умение" в стандарте высшего образования - образовательно-квалификационной характеристике, без категории "знание" для определения профессиональных и социально-профессиональных качеств будущего специалиста. Приведенные теоретические разработки известных педагогов и психологов для выявления связи между двумя категориями - "знание" и "умение" и их значение при применении в образовательно-квалификационной характеристике. Изложенные выводы авторов о том, что теоретические знания студента во время обучения трансформируются в профессиональные умения применять эти знания на практике, которые в свою очередь в процессе постоянного обновления технологий выращивания, сбора и переработки сельскохозяйственной продукции дают возможность приобретать новые знания. Приводится предположение, что используя только категорию "умение" для определения профессиональных качеств будущего специалиста разработчики образовательно-квалификационной характеристики бакалавра направления подготовки "Агрономия" отметили обязательный перечень умений, которые отличают специалиста. По мнению авторов, применяя в образовательно-квалификационной характеристике перечень умений, без*

освещения обязательного перечня предварительно приобретенных знаний является попыткой сосредоточить внимание на отработке у студента совершенных умений которые в дальнейшем должны составить основу его арсенала компетентности в будущей профессиональной деятельности.

Ключевые слова: ***инженерная подготовка, система высших учебных заведений, повышение квалификации***

KNOWLEDGE", "SKILLS" AND "SKILLS" AS PEDAGOGICAL CATEGORY AND METHODOLOGICAL FACTORS OF ITS FORMATION

I. O. Kolosok, O. A. Demin

The article analyzes the prerequisites for the creation and content of such a fundamental state document that defines the goals of the educational and vocational training of students as a qualification characteristic for the relevant specialty in the specialty "agronomy", "Agrochemistry and Soil Science", "Fruit- vegetable growing and vineyard "," Plant protection ". The expediency of using the pedagogical category "skill" in the standard of higher education - educational and qualification characteristics, without the category "knowledge" for determining the professional and social and professional qualities of the future specialist is considered. He above theoretical developments of well-known teachers and psychologists to identify the connection between the two categories - "knowledge" and "skill" and their significance when applied in educational and qualifying characteristics. The stated conclusions of the authors that the theoretical knowledge of the student during the training is transformed into professional skills to apply this knowledge in practice, which in turn in the process of constant updating of technologies for growing, collecting and processing agricultural products make it possible to acquire new knowledge. It is assumed that using only the "skill" category to determine the professional qualities of the future specialist, the developers of the educational and qualification characteristics of the bachelor's direction of training "Agronomics" noted the mandatory list of skills that distinguish the specialist. In the authors' opinion, applying the list of skills in the educational and qualifying characteristics, without highlighting the mandatory list of pre-acquired knowledge, is an attempt to focus on working out the perfect skills of the student who in future should form the basis of his arsenal of competence in future professional activity.

Key words: ***engineering preparation, system of higher educational establishments, in-plant training***

УДК 621.4.004.67

ВИЗНАЧЕННЯ ВЕЛИЧИНИ СПРАЦЮВАННЯ РОБОЧОЇ ПОВЕРХНІ ЦИЛІНДРІВ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

К. Л. Шевченко, доктор технічних наук
Національний технічний університет України "Київський політехнічний Інститут імені Ігоря Сікорського"
С. І. Бондарєв, кандидат технічних наук
Національний університет біоресурсів і природокористування України
e-mail: bondarevgall@meta.ua

Анотація. *У роботі представлений спосіб застосування резонансного методу з метою діагностики циліндрів автомобільних і тракторних двигунів внутрішнього згоряння. Актуальність даного аспекту питань викликано тим, що основною проблемою технічної діагностики деталей і вузлів двигунів є значна складність збору статистичних даних щодо впливу дефектів на різні параметри роботи. Перспектива застосування резонансного методу для дослідження стану робочої поверхні циліндрів надає полягає у визначенні величини спрацювання, обґрунтуванні причин дефектів і несправностей циліндрів, системи клапанного механізму автомобільних і тракторних двигунів внутрішнього згорання без необхідності проводити розбирання, оцінці надійності і робочого стану, а також зробити прогнозування ресурсу до капітального ремонту і ефективність подальшого використання у робочих умовах чи негайного ремонту циліндрів двигунів. Завдяки стрімкому розвитку комп'ютерної техніки та систем штучного інтелекту процес діагностування ступеня спрацювання циліндрів двигунів внутрішнього згоряння можна виконувати з високою точністю в стислі терміни.*

Ключові слова: ***ремонт двигунів внутрішнього згоряння, зношення циліндрів, діагностика внутрішньої поверхні циліндрів, технічне обслуговування***

Постановка проблеми. Сучасний автомобіль є складною машиною, яку виготовлено з різних матеріалів з високою точністю обробки її складових. Початкові властивості, якість та відносні параметри в процесі експлуатації змінюються. Якість автомобілів визначаються його різними параметрами серед яких є один

© К. Л. Шевченко, С. І. Бондарєв, 2017

із основних – пристосованість до технічного обслуговування і ремонту, а цьому передує висока точність діагностики вузлів та агрегатів. На даний час кількість автомобілів у світі постійно збільшується, а організацій з обслуговування останніх не вистачає внаслідок браку якісного діагностування неполадок автомобілів. Для вирішення існуючої проблеми є збільшення кількості необслуговуваних транспортних засобів, що за даних умовах не можливо забезпечити та перехід на ремонт автомобілів і його обладнання за фактичний станом. Але це можливо у тому випадку, якщо застосовувати методи і засоби поглибленої діагностики та довгострокового прогнозу стану обладнання у процесі його експлуатації.

Тому актуальним питання є своєчасне визначення стану працездатності вузлів і агрегатів автомобілів за допомогою ефективного проведення діагностики без попередньої розборки останніх. Статистичні дані щодо несправності рухомого складу автомобілів свідчать, що, внаслідок несвоєчасної і неякісної діагностики двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) загальноприйнятими методами, витрати на капітальний ремонт можуть сягати вартості ремонту всіх інших вузлів і агрегатів разом узяті. І тому, автовиробники зацікавлені у нових технологічних розробках щодо ґрунтовної концепції ефективної попередньої діагностики ДВЗ і важливих вузлів автомобілів через те, що сучасний ринок транспортної галузі висуває високі вимоги до всіх складових систем і механізмів рухомого складу автомобільного транспорту.

Належний технічний стан автомобільного транспорту згідно нормативним показникам є основним аспектом досягнення безпеки дорожнього руху і екологічної безпеки автотранспорту. Як відомо, надмірне спрацювання циліндропоршневої групи ДВС призводить до неповного згоряння пального і, як наслідок, шкідливі речовини попадають у навколишнє середовище забруднюючи його такими небезпечними речовинами як вуглеводень, оксид вуглецю, оксид азоту та ін.

Спрацювання циліндропоршневої групи двигунів разом з підвищенням кількості викидів у навколишнє середовище шкідливих речовин призводить до надмірної витрати палива і мастильних матеріалів. Отже, існує необхідність щодо оперативного проведення операцій з точної діагностики з метою підтримання у працездатному стані усіх вузлів і механізмів автотранспортних засобів, зокрема, двигунів внутрішнього згоряння автомобілів.

Аналіз останніх досліджень. На даний час майже відсутні прилади та обладнання, які забезпечують отримання достовірних даних про стан циліндропоршневої групи на зібраному двигуні та

присутність залишків згоряння на її робочих поверхнях.

Відомий метод вимірювання рівня компресії у камерах згоряння циліндрів надає недостатньо вірні дані про спрацювання робочих поверхонь циліндропоршневої групи внаслідок того, що зменшення ступеня компресії може залежати від геометричної форми системи клапанного управління, а підвищення – проникнення мастила через напрямні клапанні втулки [1]. Пневматичне обладнання, описане у роботі [2], яке забезпечує отримання даних нерівномірності спрацювання дзеркала циліндрів в напрямку руху поршня та стану системи клапанного управління, за рахунок зміни тиску (попередньо створеному в камері згоряння) при нешвидкому рівномірному опусканні поршня в циліндрі з верхньої до нижньої мертвої точки, має свої недоліки, а саме це проявляється в тому, що при отримані даних зміни тиску не враховується стан компресійних кілець окремо. І тому, отримані результати вимірювання є опосередковані і наближені.

Найбільш оптимальним і точним з нашої точки зору може бути використання резонансних методів [3]. Від надає можливість оцінювати не лише величину спрацювання дзеркала циліндру в різних місцях розташування поршня, але і робочий стан поверхні дзеркала циліндру і дно поршня.

Результати досліджень. За допомогою резонансного методу оцінюють величину електромагнітних коливань, що контактують з дослідною поверхнею. Даний метод побудований на основі технології обрахування довжин електромагнітних хвиль у відповідних одиницях діапазонів, а саме у міліметрах, сантиметрах і дециметрах. В науці такі коливання електромагнітних хвиль називають діапазоном надзвичайно високих частот. Основні різновиди контактування електромагнітних хвиль з об’єктом дослідження поділяються наступним чином: резонансне підсилення інтенсивності збудження електромагнітних хвиль в керованому дослідному середовищі і проникнення або реверберація електромагнітних хвиль відносно об’єкту випробування.

Переважно на показники електромагнітних хвиль основний вплив мають величина та форма дослідного об’єкту, сфера проникності і виснаження у магнітному чи діелектричному полях. Отже, за початкові дані прийнято застосовувати ступінь перетворення резонансних амплітуд і частот, фаз і поляризації електромагнітних хвиль та інших взаємодіючих показників.

Задаймося, що порожнина камери згоряння це об’ємний резонатор циліндричної форми, тобто короткий хвилевод, закритий з обох боків металевими стінками. Уздовж нього хвилі розповсюджуються не можуть, отже, режим стоячих хвиль вийде не

тільки у поперечному перерізі, але й в поздовжньому напрямку. Резонанс буде спостерігатися на тих частотах, для яких уздовж хвилеводу укладається ціле число півхвиль. З метою створення хвиль в резонаторі можемо застосувати ємнісний та індуктивний зв'язки. За умови застосування ємнісного зв'язку використовують плунжер з можливістю його налаштування, який являється провідником коаксіальної лінії. Його розміщують вздовж напрямку ліній електричного поля в межах максимальної напруженості.

У випадку використання індуктивного зв'язку, в точці з'єднувача і резонатора додають петлю таким чином, щоб напрям ліній магнітного поля перетинали повздовжню площину петлі перпендикулярно. Петлю доцільно розміщувати в точці найбільшого напруження ліній магнітного поля.

У випадку використання резонансного методу з описаними вище зв'язками двигун розбирати не потрібно, а лише демонтувати свічку чи форсунку і плунжер збудження помістити через звільнений отвір.

Об'ємні резонатори циліндричної форми мають два основні потужні типи електромагнітних коливань Н, Е, але варто зазначити, що разом з цими коливаннями утворюються одночасно й інші, які мають різну довжину хвиль. Отже, при застосуванні вказаного методу, вимірювальний пристрій необхідно конструювати таким чином, щоб досягти мінімізації утворення додаткових хвиль «паразитів». Це можна досягти за рахунок відповідного способу збудження резонатору, його розмірами тощо [4].

Для підвищення точності вимірювання частоти об'ємним резонатором використовують поправочними графіками, які дозволяють врахувати вплив температури і вологості на вимірювання частоти.

Тому, визначення величини резонансної частоти переважно виконують методами з високою вірогідністю отриманих даних. Але отримання результатів вимірювання частоти резонансної у ширшому діапазоні є більш складною задачею. Для визначення зміни величини частоти застосовують вимірювання у доступних структурах електромагнітного поля [5].

Якщо в ідеальному випадку в циліндричному об'ємному резонаторі діаметром *D* і довжиною *l* уздовж довжини *l* укладається *p* на півхвиль, то резонансна довжина хвилі

$$\lambda_{рез} = \frac{0{,}5\pi(D+d)}{\sqrt{\left(\frac{p(0.5\pi(D+d)}{2l}\right)^2 + 1}}, \qquad (1)$$

де: $\lambda_{кр}$ – довжина хвилі критична; *d* – внутрішній діаметр резонатора.

Співвідношення резонансної довжини хвилі та частоти

аналітично представимо як:

$$f_{рез} = \frac{c}{\lambda_{рез}}, \qquad (2)$$

де: *c* – швидкість електромагнітних хвиль в усіх інерційних системах виміру, яка дорівнює $3 \cdot 10^{10}$ см/с.

Однак, камера згоряння ДВЗ не являється теоретично обґрунтованим циліндричним коаксіальним резонатором. І величина резонансної частоти останньої залежить від ряду взаємопов'язаних показників (розміри камер згоряння, її конфігурація і форма, стан і властивості поверхневого шару камери, кількість залишків від спаленого пального на внутрішній поверхні камери згоряння тощо).

Для застосування розглянутого резонансного методу на досліджуваному об'єкті основою вимірювання є величина відхилення від початкового контрольного базового розміру циліндрів.

Розглянемо наступні варіанти стану поверхні циліндрів.

Поверхня камери згоряння не спрацьована, але має нагар на всіх її елементах. Отже, зміну резонансної частоти (*f*) можна представити як відношення показників відносної діелектричної (ε) і магнітної (μ) проникності, що заповнює хвильовий матеріал – отриманого зі зміненими параметрами (ε_i, μ_i), тобто з нагаром в камері згоряння до показника з початковими даними, тобто без нагару (ε_0, μ_0). В даному варіанті відношення об'ємів дослідних середовищ виглядатиме як нерівність $V_i < V_0$.

Отже, у прийнятих умовах $\mu_i = 0$ внаслідок того, що нагар, як діелектричне середовище, має надто маленьку товщину і не створює значного викривлення резонансних хвиль, зміну частоту обрахуємо таким чином.

$$\frac{\Delta f}{f_0} = \left[(\varepsilon_0 - 1) \frac{\int_V \left| \dot{E}_0 \right|^2 d\upsilon}{\int_{V_0} \left| \dot{E}_0 \right|^2 d\upsilon} + 1 \right]^{-0,5} \qquad (3)$$

де: f_0 – власна частота, що відповідає цьому полю; f – власна частота, що відповідає цьому полю; $\Delta f = f_0 - f$; $\dot{E}$ - вектор електричної напруженості в резонаторі, який заповнений діелектричним середовищем (нагаром) з показниками ε_i.

Другий варіант розглядається за умови, коли у камері згоряння нагару немає, а стінки циліндру мають деяке спрацювання. Резонатор також має деформацію поверхні даної провідної порожнини, яка відповідає певним змінам внутрішнього об'єму дослідного резонатору за умови *VV.* Цей випадок відповідає тому, що резонатор довільної форми об'ємом V_0, обмежений ідеальною провідною поверхнею S_0 і заповнений середовищем з параметрами

ε_0, μ_0 має деформацію ідеально провідної поверхні порожнини, що приводить до зміни об'єму резонатора на величину $V_i < V_0$.

Таким чином, зміна частоти описуватиметься рівнянням:

$$\frac{\Delta f}{f} = \pm \frac{\int\limits_{V_i} \mu_0 \left|\dot{H}_0\right|^2 d\upsilon - \int\limits_{V_i} \varepsilon_0 \left|\dot{E}_0\right|^2 d\upsilon}{\int\limits_{V_0} \left(\varepsilon_0 \left|\dot{E}_0\right|^2 + \mu_0 \left|\dot{H}_0\right|^2\right) d\upsilon}. \qquad (4)$$

де: $\dot{H}_0$ – вектор напруженості магнітної у дослідному резонаторі, який заповнений діелектричним середовищем з показниками ε_i, μ_i.

Висновок. Викладений матеріал засвідчує, що представлений резонансний метод діагностування стану робочої поверхні циліндропоршневої групи ДВС можна застосовувати у виробничих умовах. Даний підхід забезпечує можливість визначення параметрів і робочого стану для циліндрів ДВС та допустимих відхилень від початкових їх розмірів та провести дефектацію для прийняття рішень щодо подальшого обслуговування чи ремонту циліндрів.

Список літератури

1. *Шахнеса М. М.* Оборудование для ремонта автомобилей: справочник. Москва. Транспорт. 1978. 422 с.
2. *Власов В. М.* Техническое обслуживание и ремонт автомобилей. Москва. Академия. 2003. 480 с.
3. *Форнальчик Є. Ю., Оліскевич М. С., Мастикаш О. Л., Пельо Р. А.* Технічна експлуатація та надійність автомобілів. Львів. Афіша. 2004. 492 с.
4. *Клюева В. В.* Приборы для неразрушающего контроля материалов и изделий: справочник. Москва. Машиностроение. 1986. 352 с.
5. *Головко Д. Б., Клименко А. П., Ментковський Ю. Л.* Принципові основи квантових механіки і статистики (для інженерних спеціальностей). Київ. КДУТД. 2000. 188 с.
6. *Бондарєв С. І., Шевченко К. Л.* Шляхи підвищення надійності електрообладнання автотранспортних засобів. Технологический аудит и резервы производства. 2013. № 2/2(10). С. 5–7.
7. *Скрипник Ю. А., Шевченко К. Л.* Способ индикации резонансной частоты измерительной цепи. Авторское свидетельство СССР. № 1506372. Бюл. №32. 07.09.89.

References

1. *Sahnesi, M. M.* (1978). Equipment for car repair Handbook. Moscow. Transport. 422.
2. *Vlasov, V. M.* (2003). Technical service and repair cars. Moscow. Academy. 480.
3. *Fornalczyk, Ye. Yu, Oliskevych, M. S., Mastykarz, A. L., Pello, P. A.* (2004). Technical operation and reliability of the cars. Lions. Billboard. 492.
4. *Klyuev, V. V.* (1986). Devices for nondestructive testing of materials and products: handbook. Moscow. Engineering. 352.
5. *Golovko, D. B., Klimenko, A. P., Mentkovsky, Y. L.* (2000). Fundamental principles of quantum mechanics and statistics (for engineering majors). Kiev. KHALD. 188.

6. *Bondarev, S. I., Shevchenko, K. L.* (2013). Ways of increase of reliability of electrical equipment of motor vehicles. Technology audit and production reserves. No 2/2(10). 5–7.
7. *Skrypnyk, Y. O., Shevchenko, K. L.* (1989). Method of indication of the resonant frequency measuring circuit. Copyright svidetelstvo of the USSR. No 1506372. Bull. No 32. 07.09.89.

ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВЕЛИЧИНЫ ИЗНОСА РАБОЧЕЙ ПОВЕРХНОСТИ ЦИЛИНДРОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

К. Л. Шевченко, С. И. Бондарев

Аннотация. *В работе представлен способ применения резонансного метода для диагностики цилиндров автомобильных и тракторных двигателей внутреннего сгорания. Актуальность данного аспекта вопросов вызвано тем, что основной проблемой технической диагностики деталей и узлов двигателей является значительная сложность сбора статистических данных о влиянии дефектов на разные показатели работы. Перспектива применения резонансного метода для исследования состояния рабочей поверхности цилиндров заключается в определении величины износа, обосновании причин дефектов и неисправностей цилиндров, системы клапанного механизма автомобильных и тракторных двигателей внутреннего сгорания без необходимости производить разборку, оценке надежности, рабочего состояния, сделать прогноз ресурса до капитального ремонта и эффективность дальнейшего использования в рабочих условиях или немедленного ремонта цилиндров двигателей. Благодаря стремительному развитию компьютерной техники и систем искусственного интеллекта процесс диагностирования степени износа цилиндров двигателей внутреннего сгорания можно выполнять с высокой точностью в сжатые сроки.*

Ключевые слова: ***ремонт двигателей внутреннего сгорания, износ цилиндров, диагностика внутренней поверхности цилиндров, техническое обслуживание***

DETERMINE THE AMOUNT OF WEAR OF WORKING SURFACE OF CYLINDERS OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES

K. L. Shevchenko, S. I. Bondarev

Abstract. *The paper presents a method of applying a resonant method for diagnostics of automobile and tractor cylinders of internal combustion engines. The urgency of this aspect of the issues is due to the fact that the main problem of technical diagnostics of parts and units engine is the considerable collecting statistics complexity of on the defects effect on different performance indicators.*

The perspective of a resonant method application for a research of a condition, a working surface, cylinders consists in determination of

wear size, substantiation of the probable cause of defects and malfunctions of cylinders, the systems of a valve gear of automobile and tractor internal combustion engines exclude to make dismantling, assessment of operating condition reliability, to make the forecast of a resource before a major repair and efficiency of further use in operating conditions or immediate repair of cylinders of engines.

As a result of the computer equipment and the artificial intelligence systems of diagnostics process development of cylinders wear rate of internal combustion engines can be make out with a high accuracy quickly.

Key words: ***repair of internal combustion engines, wear of cylinders, diagnostics of inner surface of cylinders, technical maintenance***

УДК 624.954

АНАЛІЗ ДИНАМІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ СТАЛЕВИХ ЄМНІСНИХ КОНСТРУКЦІЙ ДЛЯ СИПУЧИХ ВАНТАЖІВ

І. М. Сівак, Ю. В. Човнюк, кандидати технічних наук
Національний університет біоресурсів і природокористування України
e-mail: sivakim@ukr.net

Анотація. *Проведений чисельний та аналітичний аналізи динамічних властивостей сталевих ємнісних конструкцій для сипучих вантажів, встановлення спектру частот власних коливань циліндричних оболонок методами, розвиненими й в уточненій постановці, а також проведення чисельних оцінок власних частот подібних структур при врахуванні виливів різноманітних факторів з становленням динамічних властивостей сталевих/ металевих ємнісних конструкцій для сипучих вантажів, які знаходяться під впливом вібраційних полів.*

Ключові слова: ***динаміка, вантаж, конструкція, сипучий***

Постановка проблеми. Сталеві ємнісні конструкції експлуатуються досить широко у різних галузях промисловості та сучасного сільського господарства. Вони використовуються але тимчасового та довготривалого зберігання великої кількості різних видів сипучих вантажів (зерно, горох, кукурудза, тощо). Найбільш

© І. М. Сівак, Ю. В. Човнюк, 2017

wear size, substantiation of the probable cause of defects and malfunctions of cylinders, the systems of a valve gear of automobile and tractor internal combustion engines exclude to make dismantling, assessment of operating condition reliability, to make the forecast of a resource before a major repair and efficiency of further use in operating conditions or immediate repair of cylinders of engines.

As a result of the computer equipment and the artificial intelligence systems of diagnostics process development of cylinders wear rate of internal combustion engines can be make out with a high accuracy quickly.

Key words: ***repair of internal combustion engines, wear of cylinders, diagnostics of inner surface of cylinders, technical maintenance***

УДК 624.954

АНАЛІЗ ДИНАМІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ СТАЛЕВИХ ЄМНІСНИХ КОНСТРУКЦІЙ ДЛЯ СИПУЧИХ ВАНТАЖІВ

І. М. Сівак, Ю. В. Човнюк, кандидати технічних наук
Національний університет біоресурсів і природокористування України
e-mail: sivakim@ukr.net

Анотація. *Проведений чисельний та аналітичний аналізи динамічних властивостей сталевих ємнісних конструкцій для сипучих вантажів, встановлення спектру частот власних коливань циліндричних оболонок методами, розвиненими й в уточненій постановці, а також проведення чисельних оцінок власних частот подібних структур при врахуванні виливів різноманітних факторів з становленням динамічних властивостей сталевих/ металевих ємнісних конструкцій для сипучих вантажів, які знаходяться під впливом вібраційних полів.*

Ключові слова: ***динаміка, вантаж, конструкція, сипучий***

Постановка проблеми. Сталеві ємнісні конструкції експлуатуються досить широко у різних галузях промисловості та сучасного сільського господарства. Вони використовуються але тимчасового та довготривалого зберігання великої кількості різних видів сипучих вантажів (зерно, горох, кукурудза, тощо). Найбільш

© І. М. Сівак, Ю. В. Човнюк, 2017

типовими формами таких споруд є сталеві ємнісні споруди для сипучих вантажів бункерного та силосного типів.

Незважаючи на відносно статичні умови робочих споруд в деяких випадках необхідно враховувати їх динамічну поведінку.

По-перше, завантаження цих конструкцій виконується за допомогою різноманітних машин та механізмів, таких як, наприклад, скипові підйомники, країни- перевантажувачі або конвеєрі стрічки. При цьому сипучий вантаж може ставати з деякої висоти, у сторонню, або вже частково завантажену конструкцію.

По-друге, у процесі вивантаження ємності може виникнути ситуація коли за своїми фізико-механічними характеристиками (кут внутрішнього тертя та кут природного відкосу) сипучий вантаж не може повністю звільнити ємність. Тому необхідно використовувати спеціальні прилади, які призначені для збудження вібраційних коливань, що значно полегшують процес вивантаження (розвантаження).

По- третє, ємнісні конструкції досить часто являють собою не поодинокі споруди, а є елементами значних комплексних конструкцій, де до несучих елементів прикріплена ще ціла низка інших сталевих конструкцій, машин та механізмів. Тому можливим є розповсюдження динамічних збуджень як від ємнісних конструкцій на інші об'єкти технологічного процесу, так і навпаки.

У четверте, останнім часом набув розповсюдження метод динамічної інтегральної діагностики конструкцій, який дозволяє знаючи початкові динамічні характеристики споруди і порівнюючи їх

З виміряними в деякий час експлуатації характеристики, давати оцінку технічного стану конструкції в цілому.

Деякі експериментально-теоретичні засоби щодо цього підходу можливо знайти у роботах [1, 2].

Таким чином, у практиці експлуатації інформація щодо динамічної поведінки сталевих ємнісних конституцій для сипучих вантажів у ряді випадків може виявитися дуже корисною. На думку авторів даної роботи динамічні властивості сталевих/ металевих ємнісних конструкцій для сипучих вантажів, які знаходяться під впливом вібраційних полів, вивченні ще недостатньо.

Аналіз останніх досліджень. Відомо [2] що незважаючи на досить повну історію використання (сталевих) ємнісних конструкцій, задача оцінки їх власних динамічних характеристик, на жаль, поки не знайшла свого повного теоретичного вирішення. Спеціалізована нормативна та фахово-довідкова література майже не приділяє даному питанню уваги. Так, досить впевнено можна констатувати, що окремих цілеспрямованих спеціалізованих досліджень щодо оцінки динамічний властивостей (сталевих) порожніх ємностей не

проводилось. Це питання розглядається у деяких поодиноких дослідженнях, причому скоріше як супутнє питання [3] або достатньо відокремлено висвітлюється у фаховій літературі [4], маючи при цьому характер лише рекомендації загального типу. Про систематичний перехід до вказаної задачі говорити поки що зарано.

У роботах [5–9] вищевказаного задача була розглянута всебічно у формі чисельного експерименту, котрий немає практичного підтвердження. При цьому використовувався метод скінчених елементів, на основі якого будувалися відповідні власні динамічні характеристики саме сталевих ємностей різних типів. Досліджувався також вплив на динамічні параметри конструкції зміни деяких її конструктивних параметрів, зокрема, висота вертикальної частини споруди, розмірів конструкції та постановки підкріплюючих ребер жорсткості.

Чисельний експеримент проводився на базі проекту обчислювального контексту SCAD for Windows, теоретичний опис котрого даний у роботі [10].

Дискретизація скінчена елементних моделей була виконана згідно правил і особливостей, визначених у [9]. Форма і розміри скінчених елементів приймалися такими, щоб забезпечити точність отриманих результатів у межах 1%.

За допомогою розроблених моделей у [5–9] був отриманий спектр власних частот коливань та відповідні форми власних коливань, тобто, по суті, виконана процедура подальшого аналізу. Визначення власних частот форм коливань велося стандартними методами найскорішого спуску та інерції підпросторів [10]. Отримані результати для десяти нижчих частот, наведені у [2], не були порівняні з існуючими у літературі аналогічними показниками спектру власних коливань (отриманими теж чисельними методами [11, 12]).

Метою досліджень є встановлення спектру частот власних коливань циліндричних оболонок методами, розвиненими у [11] й в уточненій постановці у [12], а також проведення чисельних оцінок власних частот подібних структур при врахуванні виливів різноманітних факторів.

Результати досліджень. Особливості власних коливань замкненої циліндричної оболонки за малих прогинів були встановлені у роботі [11]. Зокрема, квадрат власної частоти коливань визначається наступним співвідношенням:

$$\omega o^2 = \frac{\Pi^4 \times m^4}{\theta^2 \times \mu} \times \frac{T_1 \times R}{E \times l} \times \left(\frac{1}{L^2}\right) \times C^2 \qquad (1)$$

де: ωo – частота власних коливань оболонки за малих прогинів; R – радіус кривизни серединної поверхні; m – число півхвиль по

довжині оболонки; μ – число повних хвиль по колу; θ=$\frac{m\pi R}{nL}$; $\eta = \frac{n^2 \times l}{R}$; l – товщина оболонки; E – модуль пружності матеріалу; C= $\sqrt[R]{\frac{E}{\rho}}$; ρ – щільність матеріалу оболонки; C – швидкість розповсюдження повздовжніх хвиль у матеріалі оболонки; T1 – значення критичного зусилля для оболонки, яке випливає з рів'язку лінійної задачі про стійкість оболонки, за її вісьового стискування; T1=$\hat{P}$кр× $\frac{El}{R}$; $\widehat{\text{Р}}$кр=$\frac{1}{12\times(1-\mu)^2} \cdot \frac{(1+\theta^2)}{\theta^2} \cdot \eta + \frac{\theta^2}{(1+\theta^2)^2 \times \eta}$; M – коефіцієнт Пуассона.

Мінімальне значення $\widehat{\text{Ркр}}$=$\widehat{\text{Рв}}$=$\frac{1}{\sqrt{3\times(1-\mu^2)}} \approx 0.605$.

Це можливо при $\eta \cdot \left(\theta + \frac{1}{\theta}\right)^2 = \sqrt{12 \cdot (1-\mu)^2} \approx 3{,}3$.

Для розрахунку значень ωo використовуємо графік, поданий на рис. 1 [11]. При цьому параметри, які характеризують геометричні розміри і форму оболонки, обираємо наступними: L=14,5 м; R=3,75 м; 4R=3.87; h=2× 10^{-3}м;$\frac{R}{h}$=1875; U=7…10; ωo,*min=$\frac{1}{\pi^2} \times \frac{W_{0\times l^2}}{C\times h}$.

З вказаного вище графіка й обраних геометричних параметрів оболонки маємо ωo,*min=40 тоді:

$$\omega_{0=\frac{\pi^2 \times C \times h \times Wo,*min}{L^2}} \qquad (2)$$

де: C= $\sqrt{\frac{\text{E}}{\rho}} \approx 5189\ ^{\text{м}}/_{\text{с}}$ (для матеріалу сталі).

Отже, згідно (2) ωo≈ $19{,}5\ c^{-1}$, а лінійна частота $f_{0\approx 3{,}1\ \text{Гц.}}$ Ця величина fo (ωo) відповідає малим прогинам оболонки за наявності поздовжної стискучої сили.

Визначимо ωo, використовуючи графік [11], для наступних параметрів L,R,h: L=14,5 м; R=3,75 м; 4R=3,87 м, h=2× 10^{-3}м; $\frac{R}{h}$=937,5; n=7…8; ωo,*min=30, тоді, згідно (2) знаходимо $\omega_{0\approx 29{,}2\ \text{С}^{-1}}$, а $f_{0\approx}$4,65 Гц.

Отже, збільшення товщини оболонки в двічі призводить до збільшення власної (мінімальної) частоти коливань на 1,55 Гц. Розглянемо задачу визначення власних частот коливання ициліндричної замкненої оболонки в уточненій постановці, використовуючи результати роботи [12]. При цьому координатна система має вигляд, поданий на рис. 1.

Для фіксованих значень м та n існують три власні частоти з різним співвідношенням амплітуд U, V, W. Асинптотитичними значеннями цих частот будуть відповідно $W_{0,1;}$ $W_{0,2}$; $W_{0,3.}$

Частота $W_{0,1}$ відповідає згинним рухам кільця:

$$W_{max} = \text{n}\times V_{max,\ U=0.} \quad (3)$$

$$\left(\frac{W_{0,1}}{W_{0,2}}\right)^2 = \frac{h^2}{12R^2} \times n^2 \times (n^2-1)^2/(n^2+1) \quad (4)$$

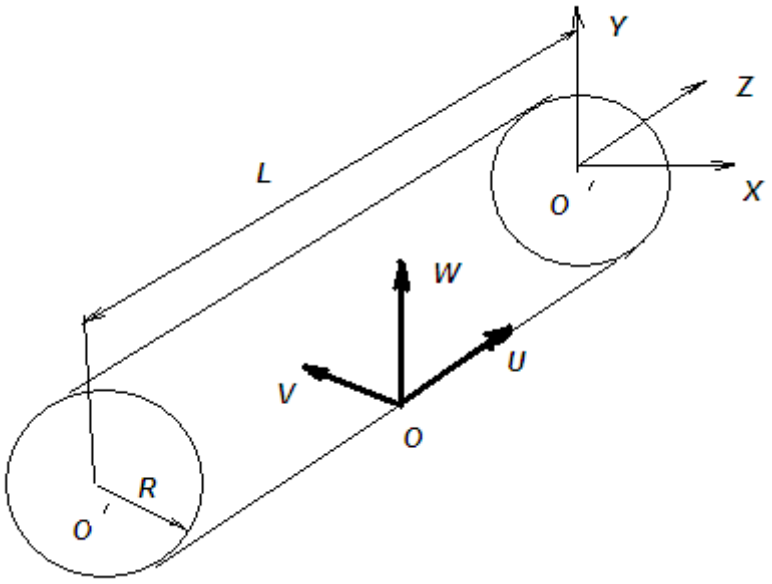


Рис. 1. Координатна система для визначення власних частот коливань замкненої циліндричної оболонки.

Частота $\omega_{0,2}$ відповідає поздовжнім коливанням оболонки:

W=v=0; U=Umax.

$$\left(\frac{\omega_{0,1}}{\omega_{0,2}}\right)^2 = (1-\mu) \times \frac{n^2}{2}. \quad (5)$$

Частота $\omega_{0,3}$ відповідає коливанням розтягу-стискування кільця $Vmax = n \times Wmax, u = 0$:

$$\left(\frac{\omega_{0,3}}{\omega_{0,R}}\right)^2 = n^2 + 1. \quad (6)$$

Величина $\omega_{0,R} = \frac{E}{\rho \times R^2 \times (1-\mu^2)}$ у (4)–(6) є квадратом нижньої власної частоти у випадку розтягу-стискування кільця при наявності плоскої деформації.

Чисельні розрахунки $\omega_{0,1;}\ \omega_{0,2};\ \omega_{0,3;}\ \omega_{0,R}$ були проведені за наступних значень параметрів оболонки: μ=0,264 R=3,75 м; ρ=7,8× $10^3\ {}^{\text{кг}}/_{\text{м}^3}$; $E = 2{,}1 \times 10^{11}$Па. Значення вказаних частот набули наступних:

$\omega_{0,R} \approx 1433c^{-1}; W_{0,3} = \sqrt{n^2+1} \times 1433c^{-1} \approx 1433 \times n, c^{-1};\ f_{0,3 \approx n \times 228{,}1\ \text{Гц};}$

$$\omega_{0,2} = \sqrt{(1-\mu) \times \frac{n^2}{2}} \times 1433c^{-1} \approx 871{,}7 \times n, c^{-1};\ f_{0,2} \approx n \times 138{,}7\ \text{Гц};$$

$$\omega_{0,1} = \frac{h}{R} \times \frac{n \times (n^2 - 1)}{\sqrt{n^2 + 1}\sqrt{12}} \times 1433c^{-1} \approx (0{,}22 \ldots 0{,}44)n^2, c^{-1};$$
$$f_{0,1} \approx n^2(0{,}035 \ldots 0{,}07)\ \text{Гц}.$$

Висновки

1. Отже, щоб попасти у резонанс з Fрец=25 Гц (частота віброзбуджень оболонки з конгломератом) слід збуджувати у даній оболонці (із заданими h, R, L) при n=20 згини кільця: Wmax=n*Vmax, u=0, при h=4× 10^{-3}м з частотою (лінійною) $f_{0,1} \approx n^2(14 \ldots 28)$ Гц.

Однак, подібні форми не буджуються у такій оболонці. Оскільки для останньої є нетиповими.

2. При товщині h=2 × 10^{-3} м, оболонки той самий тим (форму) коливань (при n=26-27) й частоті Fрец=25 Гц виникає для:

$$f_{0,1} = 26^2(0{,}035 \ldots 0{,}07) \approx (23{,}7 \ldots 47{,}3)\text{Гц};$$
$$f_{0,1} \approx 27^2(0{,}035 \ldots 0{,}07) \approx (25{,}5 \ldots 51{,}0)\text{Гц}.$$

3. Такий результат теж є нетиповим для подібних оболонок. Частоти $f_{0,2}$ і $f_{0,3}$ навіть при n=1 набагато більше 25 Гц.

4. Таким чином, від розбудження з частотою fрез. =25 Гц є безпечним для сталевих замкнених циліндричних оболонок з геометричними параметрами (h=(2…4) 10^{-3}м; $R = 3{,}75$м; $L = 14{,}5$м). Слід зазначити, що вказані геометричні параметри силосів/бункерів є типовими і такі конструкції використовуються для зберігання сипучих (зокрема, сільськогосподарських) матеріалів.

5. Отримані результати можуть бути у подальшому використані для уточнення й вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку подібних систем

Список літератури

1. *Горохов Е. В., Казакевич М. Н., Шаповалов С. Н., Назим Я. В.* Агродинаміка електросталевих конструкцій. Донецьк. 2000. 336 с.
2. *Банніков Д. О.* Експериментальні дослідження динамічних властивостей сталевих ємнісних конструкцій для сипучих вантажів. Підйомно-транспортна техніка. 2008. № 4. С. 79–88.
3. *Югов А. М., Колісниченко С. В., Шевченко Д. В.* Динамические испытания и диагностика бункерной этажерки. Вісник ДонДАБА: будівельні конструкції. Будівлі та споруди. Макіївка. 2001. Вип. 4(29). С. 47–53.
4. *Руководство* по расчету и проектированию железобетонных стальных и комбинированных бункеров. Москва. Стойиздат. 1989. 200 с.
5. *Банников Д. О.* Прочностные и динамические свойства пирамидально призматичесних бункеров для сыпучих материалов. Вісник ДонДАБА: композиційно матеріали для будівництва. Макіївка. 2001. Вип. 1(26). С. 116–121.
6. *Банников Д. О., Казакевич М. Н.* Динамическая диагностика конструкции стального бункера. Фізичні методи та засоби контролю середовищ матеріалів та виробів. Львів. 2001. Вит. 6. С. 214–218.
7. *Банников Д. О.* Мониторинг стальных бункеров. Збірник наукових робіт ДНУЗТ: Будівництво. Дніпропетровськ. 2002. Вип. 11. С. 38–41.

8. *Банников Д. О., Казакевич М. Н.* Расчет пирамидально-призматических бункеров методом конечных элементов. Днепропетровск. 2003. 150 с.
10. *Картилевський В. С., Криксунов Э. З., Перельнутер А. В.* SCAD для пользователя. Киев. 2000. 332 с.
11. *Вольнир А. С.* Нелинейная динамика пластинок и оболочек. Москва. 1972. 432 с.
12. *Forsberg K.* AIAA Jourual. 1964. V. Z. P. 12.

References

1. *Gorokhov, E. V., Kazakevich, N. N., Shapovalov, S. N., Nazim, Ya. V.* (2000). Agrodinamica of elektrostali designs. Donetsk. 336.
2. *Bannikov, D. A.* (2008). Experimental investigation of dynamic properties of steel capacitive structures for bulk materials. Handling equipment. No 4. 79–88.
3. *Yugov, A. M. Kolisnichenko, S. V., Shevchenko, D. V.* (2001). Dynamic testing and diagnostics of bunker shelves. Journal of Dongas: building construction. Buildings and constructions. Makiyivka. Vol. 4(29). 47–53.
4. *Guide* to calculation and design of steel and composite reinforced concrete bunkers. (1989). Moscow. Stroiizdat. 200.
5. *Bannikov, D. A.* (2001). Strength and dynamic properties of pyramidal prizmatichesky bins for bulk materials. Dongas journal of composites for construction. Makiyivka. Vol. 1(26). 116–121.
6. *Bannikov, D. A., Kazakevich N. N.* (2001). Dynamic diagnostics of the construction of steel bunker. Physical methods and means of verification environments, materials and products. Lions. 2001. Vol. 6. 214–218.
7. *Bannikov, D. A.* (2002). Monitoring of steel bins. Collection of scientific works of DNUZT: Construction. Dnepropetrovsk. Vol. 11. 38–41.
8. *Bannikov, D. A., Kazakevich, N. N.* (2003). Calculation of pyramidal-prismatic silos by the finite element method. Dnepropetrovsk. 150.
10. *Kortylewski, V. S., Kriksunov, E. S., Perelmuter, A. V.* (2000). SCAD for the user. Kiev. 2000. 332.
11. *Volner, A. S.* (1972). Nonlinear dynamics of plates and shells. Moscow. 432.
12. *Forsberg, K.* (1964). AIAA Jourual. Z.V. 12.

АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ СТАЛЬНЫХ ЕМКОСТНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ДЛЯ СЫПУЧИХ ГРУЗОВ

И. Н. Сивак, Ю. В. Човнюк

Аннотация. *Проведен численный и аналитический анализы динамических свойств стальных емкостных конструкций для сыпучих грузив, установление спектра частот собственных колебаний цилиндрических оболочек методами, развитыми и в уточненной постановке, а также проведение многочисленных оценок собственных частот подобных структур при учете излияний различных факторов со становлением динамических свойств стальных/металлических емкостных конструкций для сыпучих грузов, которые находятся под влиянием вибрационных полей.*

Ключевые слова: ***динамика, груз, конструкция, сыпучий***

ANALYSIS OF DYNAMIC PROPERTIES OF STEEL CAPACITIVE STRUCTURES FOR BULK MATERIALS

I. M. Sivak, Yu. V. Chovnyuk

Abstract. *Numerical and analytical analyzes of dynamic properties of steel capacitive structures for bulk cargoes are carried out, the establishment of the frequency spectrum of natural oscillations of cylindrical shells by the methods developed and in a refined formulation, as well as carrying out numerous estimates of the eigenfrequencies of such structures, taking into account the outflows of various factors with the formation of the dynamic properties of steel/metal capacitive structures for bulk cargoes, which are under the influence of vibrational fields.*

Key words: ***dynamics, load, construction, loose***

УДК 631.4;631.31

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ ГРУНТУ

С. М. Кухарець, доктор технічних наук
В. Р. Білецький, кандидат технічних наук
Житомирський національний агроекологічний університет
В. В. Чуба, кандидат технічних наук
Д. О. Шеремет, студент
Національний університет біоресурсів і природокористування України
e-mail: vvchuba@ukr.net

Анотація. *Рушії машинно-тракторних агрегатів деформують та ущільнюють ґрунт, негативно впливаючи на зміну його структури. Для зменшення негативного впливу на ґрунт необхідно визначати оптимальні конструкційні параметри колісних рушіїв машинно-тракторних агрегатів.*

В статті розглянуто взаємодію із ґрунтом пари колісних рушіїв та розроблена схема для визначення полів напружень для прикладеного вертикального навантаження. Сформовано задачу для розрахунку напруженого стану ґрунтового середовища, яка дозволяє визначити рівень напруженого стану під колісними рушіями машинно-тракторних агрегатів. Це дозволяє виконати й обґрунтувати параметри застосованих шин, які здатні забезпечити рівень нормальних напружень в ґрунті нижче допустимих.

© С. М. Кухарець, В. Р. Білецький, В. В. Чуба, Д. О. Шеремет, 2017

ANALYSIS OF DYNAMIC PROPERTIES OF STEEL CAPACITIVE STRUCTURES FOR BULK MATERIALS

I. M. Sivak, Yu. V. Chovnyuk

Abstract. *Numerical and analytical analyzes of dynamic properties of steel capacitive structures for bulk cargoes are carried out, the establishment of the frequency spectrum of natural oscillations of cylindrical shells by the methods developed and in a refined formulation, as well as carrying out numerous estimates of the eigenfrequencies of such structures, taking into account the outflows of various factors with the formation of the dynamic properties of steel/metal capacitive structures for bulk cargoes, which are under the influence of vibrational fields.*

Key words: ***dynamics, load, construction, loose***

УДК 631.4;631.31

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ ГРУНТУ

С. М. Кухарець, доктор технічних наук
В. Р. Білецький, кандидат технічних наук
Житомирський національний агроекологічний університет
В. В. Чуба, кандидат технічних наук
Д. О. Шеремет, студент
Національний університет біоресурсів і природокористування України
e-mail: vvchuba@ukr.net

Анотація. *Рушії машинно-тракторних агрегатів деформують та ущільнюють ґрунт, негативно впливаючи на зміну його структури. Для зменшення негативного впливу на ґрунт необхідно визначати оптимальні конструкційні параметри колісних рушіїв машинно-тракторних агрегатів.*

В статті розглянуто взаємодію із ґрунтом пари колісних рушіїв та розроблена схема для визначення полів напружень для прикладеного вертикального навантаження. Сформовано задачу для розрахунку напруженого стану ґрунтового середовища, яка дозволяє визначити рівень напруженого стану під колісними рушіями машинно-тракторних агрегатів. Це дозволяє виконати й обґрунтувати параметри застосованих шин, які здатні забезпечити рівень нормальних напружень в ґрунті нижче допустимих.

© С. М. Кухарець, В. Р. Білецький, В. В. Чуба, Д. О. Шеремет, 2017

В результаті рішення оберненої контактної задачі при умові рівномірного розподілення контактних напружень, отримано математичну модель. Рішення отриманої математичної моделі дозволяє виконати комп'ютерне моделювання впливу ширини колісних рушіїв машино-тракторних агрегатів на напруження, які виникають в ґрунті. Отримана модель є універсальною та дозволяє виконувати дослідження колісних рушіїв різного типорозміру. Виконано теоретичне моделювання роботи посівного комплексу у складі енергозасобу вагою 100 кН та посівного агрегату 30 кН. Отримано розподіл напружень в ґрунтовому середовищі для передньої та задньої вісі. Встановлено, що гранична величина нормальних напружень в ґрунті, для дерново-підзолистого ґрунту середнього ступеня оглеєння менша за 0,113 МПа.

Ключові слова: ***колеса, машинно-тракторний агрегат, нормальні напруження, дотичні напруження, структура ґрунту***

Постановка проблеми. На полях нашої країни широко використовуються машинно-тракторні агрегати, що складаються із важких тракторів та відповідних їм агрегатів. Використання таких машинно-тракторних агрегатів забезпечує зниження енерговитрат та скорочення витрат праці. Проте рушії важкої техніки активно деформують та ущільнюють ґрунт, що призводить до зміни агрономічно цінної структури ґрунту та до значного погіршення агроекологічного стану ґрунту. Застосовування важких машинно-тракторних агрегатів вимагає встановлення колісних рушіїв оптимальних конструкційних параметрів з точки зору зменшення переущільнення та руйнування родючого шару ґрунту.

Аналіз останніх досліджень. Під дією колісних рушіїв машинно-тракторних агрегатів у ґрунті виникає напружений стан, який залежить від величини і розподілення зовнішнього навантаження та викликає деформацію і як наслідок переущільнення ґрунтового середовища. Переущільнення ґрунту призводить до зниження врожайності сільськогосподарських культур, руйнування його структури та інші негативні наслідки [1, 2, 3, 4, 5].

Попередні дослідження контакту рушіїв з ґрунтом показали, знаходження напруженого стану в ґрунті є досить складним завдання, залежить не лише від навантажень, що діють на колісний рушій, а й від швидкості руху МТА та параметрів пневматичної шини [6, 7]. Важливу роль відіграє і ковзання шини [8]. В таких дослідженнях ґрунт розглядається як пружний нескінченний масив,

що обмежений однією горизонтальною площиною [6, 9]. Ґрунтове середовище розглядається як однорідне та ізотропне [7, 10, 11]. Проте отримані в вищеперерахованих випадках дослідження є складними та не в повній мірі відображають напружений стан ґрунтового середовища та не дозволяють визначити раціональні параметри колісного рушія. Для розрахунку напруженого стану ґрунтового середовища і знаходження раціональних параметрів рушія необхідно виконати розв'язок зворотної контактної задачі, при умові рівномірного розподілення контактних напружень та отримати розподілення полів напружень в пружно-пластичному напівпросторі.

Мета досліджень. Розробка методики визначення рівня напруженого стану ґрунту під колісними рушіями машинно-тракторних агрегатів для обґрунтування параметрів колісних рушіїв, які забезпечують розподіл нормальних напружень в ґрунті нижче допустимих.

Результати досліджень. Розглянемо напруження, як суперпозицію від двох зосереджених сил, що є перпендикулярними до умовної горизонтальної площини, яка обмежує ґрунтовий напівпростір зверху (рис. 1).

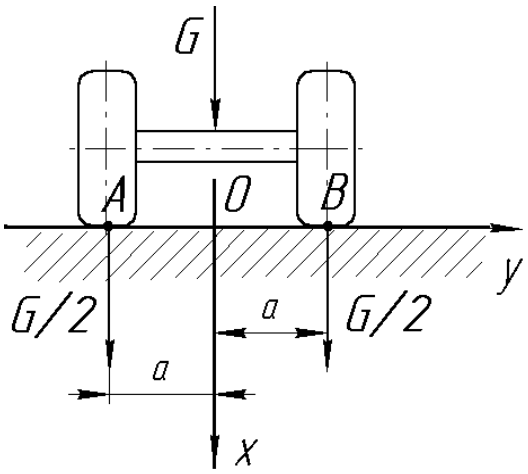


Рис. 1. Схема взаємодії із ґрунтом пари колісних рушіїв.

Перейшовши до нової системи відліку *Axy*, яка буде зміщена відносно системи *Oxy* (рис. 2) на величину *a=OA* можна розглядати визначення полів напружень і деформацій в клині з кутом 2α, причому до вершини клина *β* прикладається сила *G/2*.

Відповідно до вищенаведеного, зосереджені сили перпендикулярні до осі x можна знайти із:

$$\sigma_R = \frac{2P}{\pi R}\cos\alpha l\,. \qquad (1)$$

де: *P* – прикладена сила в точці контакту, Н; *l* – ширина контактної зони, м; *R, α* – радіальні координати, м, град.

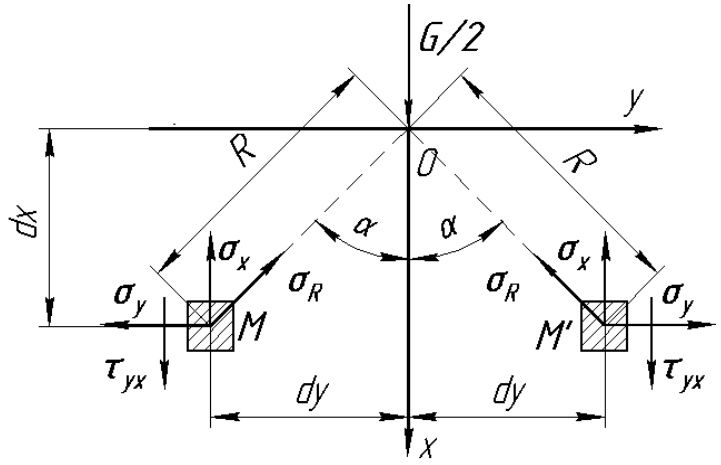


Рис. 2. Схема полів напружень для точкової сили: σ_x, σ_y – нормальні напруження, σ_R – нормальне напруження за радіальною координатою, τ_{xy} – дотичне напруження, R – радіальна координата.

В Декартових координатах рівняння (1) можна записати, як:

$$\begin{cases} \sigma_x = \sigma_R \cos^2 \alpha; \\ \sigma_y = \sigma_R \sin^2 \alpha; \\ \tau_{yx} = \sigma_R \sin \alpha \cos \alpha. \end{cases} \qquad (2)$$

В подальшому прикладемо перпендикулярно до осі x дві зосереджені сили *G/2*. Відповідно, тоді для точки *A*: $y_A = y - a$; а для точки *B*: $y_B = y + a$. Систему (2) можна записати, як:

$$\begin{cases} \sigma_x = \dfrac{G}{\pi}\left(\dfrac{x^3}{\left[x^2 + (y-a)^2\right]^2} + \dfrac{x^3}{\left[x^2 + (y+a)^2\right]^2} \right); \\ \sigma_y = \dfrac{G}{\pi}\left(\dfrac{x(y-a)^2}{\left[x^2 + (y-a)^2\right]^2} + \dfrac{x(y+a)^2}{\left[x^2 + (y+a)^2\right]^2} \right); \\ \tau_{yx} = \dfrac{G}{\pi}\left(\dfrac{x^2(y-a)}{\left[x^2 + (y-a)^2\right]^2} + \dfrac{x^2(y+a)}{\left[x^2 + (y+a)^2\right]^2} \right). \end{cases} \qquad (3)$$

Будемо вважати розподілене навантаження суперпозицією *N* сил (рис. 3):

$$\begin{aligned} & x = 0; \quad y_1 = a; \\ & y_2 = a + da; \\ & y_3 = a + 2da; \\ & \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots; \\ & y_n = a + (n-1)da. \end{aligned} \qquad (4)$$

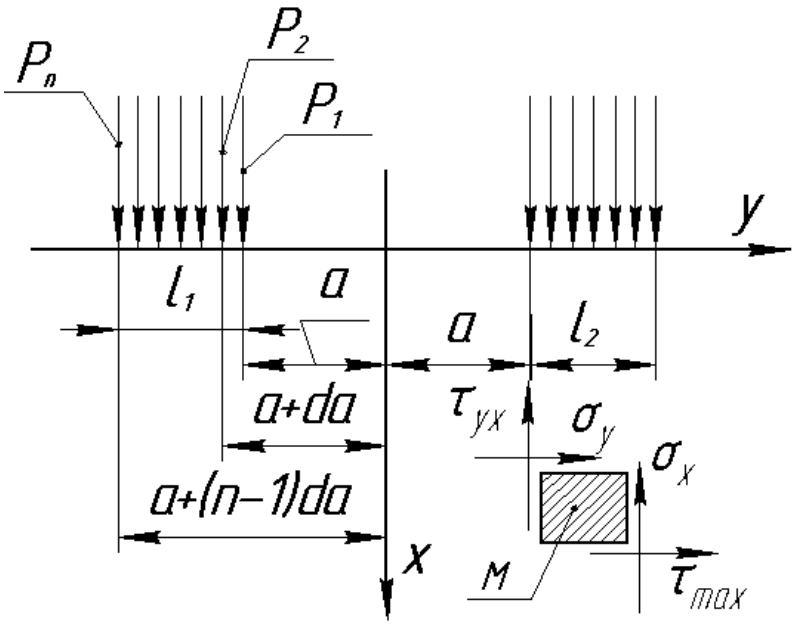


Рис. 3. Схема навантаження двома блоками.

З рівнянь (4), після відповідних перетворень, отримаємо:

$$\begin{cases} \sigma_x = \dfrac{G}{\pi}\left(\sum\limits_{i=0}^{n} \dfrac{k_i x^3}{\left[x^2+(y-a-i\Delta a)^2\right]^2} + \sum\limits_{i=0}^{n} \dfrac{k_i x^3}{\left[x^2+(y+a+i\Delta a)^2\right]^2} \right); \\ \sigma_y = \dfrac{G}{\pi}\left(\sum\limits_{i=0}^{n} \dfrac{k_i x(-y-a-i\Delta a)^2}{\left[x^2+(y-a-i\Delta a)^2\right]^2} + \sum\limits_{i=0}^{n} \dfrac{k_i x(y+a+i\Delta a)^2}{\left[x^2+(y+a+i\Delta a)^2\right]^2} \right); \\ \tau_{yx} = \dfrac{G}{\pi}\left(\sum\limits_{i=0}^{n} \dfrac{k_i x^2(y-a-i\Delta a)}{\left[x^2+(y-a-i\Delta a)^2\right]^2} + \sum\limits_{i=0}^{n} \dfrac{k_i x^2(y+a+i\Delta a)}{\left[x^2+(y+a+i\Delta a)^2\right]^2} \right); \end{cases} \quad (5)$$

де: *n* – параметр розбиття розподіленого навантаження на умовні сили; k_i – поправочний коефіцієнт.

Розв'язки рівняння (5) дозволяють провести дослідження напруженого стану ґрунту за допомогою комп'ютерної техніки. Комп'ютерне моделювання дозволяє підібрати ширину колісних рушіїв машино-тракторних агрегатів при яких будуть виконуватися умови $\sigma \le [\sigma]$ та $\tau \le [\tau]$. Необхідно також врахувати ширину зони контакту шини із ґрунтом:

$$2b = 2\sqrt{h_x (B - h_x)}, \quad (6)$$

де: *B* – ширина профілю шини, м; h_x – нормальний прогин арки шини, м.

Враховуючи, що ширина зони контакту буде відповідати ділянці до якої прикладене розподілене навантаження, можна виконати розрахунок нормальних та дотичних навантажень в динаміці за глибиною (табл. 1).

1. Приклад розрахунку нормальних та дотичних навантажень (тиск в шині 0,08 МПа, навантаження на кожен рушій 25 кН).

Відстань від поверхні взаємодії шини із ґрунтом, м	Ширина 2b плями контакту, м									
	0,4		*0,45*		*0,50*		*0,55*		*0,60*	
	нормальні напруження МПа	дотичні напруження кПа	нормальні напруження МПа	дотичні напруження кПа	нормальні напруження МПа	дотичні напруження кПа	нормальні напруження МПа	дотичні напруження кПа	нормальні напруження МПа	дотичні напруження кПа
0,05	0,143	23,5	0,131	21,4	0,119	19,8	0,110	18,5	0,103	17,4
0,1	0,115	21,3	0,111	19,2	0,104	17,5	0,097	16,1	0,091	15
0,2	0,087	18,1	0,083	16,8	0,081	15,6	0,076	14,5	0,073	13,6
0,3	0,067	15,1	0,064	14,3	0,063	13,6	0,062	12,9	0,061	12,2
0,4	0,053	12,7	0,052	12,3	0,052	11,8	0,051	11,4	0,050	11

Прийнявши межу текучості ґрунту (дерново-підзолистого, середнього ступеня оглеєння), що призводить руйнування його структурного стану (визначена експериментально) σ_l*=0,113МПа* та відповідні, допустимі дотичні напруження на рівні *τ=21 кПа* [5, 9], для даних табл. 1 ширина шини буде:

$$2b \geq 0{,}55 \text{ м.} \qquad (7)$$

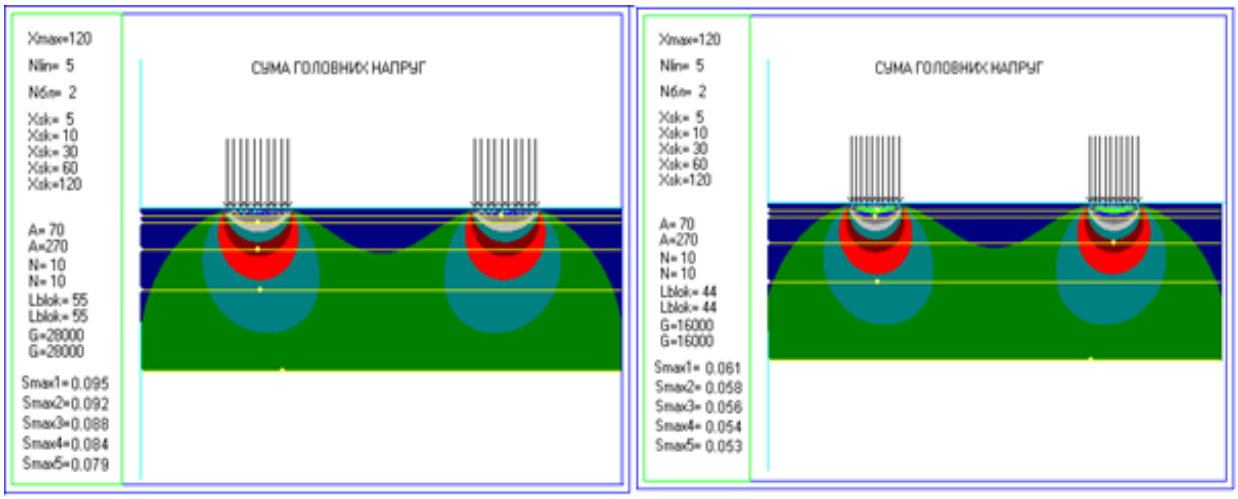
Провівши комп'ютерне моделювання напружень (рис. 4), що виникають під дією колісних рушіїв в ґрунті, та враховуючи прогин та тиск у шині, можна обчислити раціональні параметри колісного рушія (табл. 2).

2. Раціональні параметри колісного рушія машинно-тракторного агрегату у складі трактор вагою 100 кН та посівний комплекс вагою 30 кН.

Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
Тиск в шині	p_w	*МПа*	0,073
Ширина плями контакту	*2b*	*м*	0,553
Відносний прогин	-	*%*	20

Використання шин із параметрами, які наведені в таблиці 2, не призводить до руйнування структурності ґрунту. Важливо зауважити, що для інших ґрунтів чи інших МТА параметри можуть суттєво відрізнятися. Тому метою подальших досліджень є встановлення

залежностей для визначення параметрів колісних рушіїв для різної комплектації МТА та різних ґрунтових умов.



а) б)

Рис. 4. Епюра напружень в ґрунтовому середовищі під рушіями трактора вагою 100 кН агрегатованого із посівним комплексом вагою 30 кН: а – задні рушії, б – передні рушії.

Висновки

1. Створено комп'ютерну модель, що візуалізує напружений стану ґрунту при взаємодії із парою колісних рушіїв. Використання моделі дозволяє отримати раціональні конструкційно-експлуатаційні параметри шин колісних рушіїв із зниженою ущільнюючою дією.

2. Запропонована комп'ютерна модель є універсальною і дозволяє виконувати моделювання колісних рушіїв різного типорозміру для машинно-тракторних агрегатів в різній комплектації.

3. Встановлено, що гранична величина нормальних напружень в дерново-підзолистому ґрунті середнього ступеня оглеєння менша за 0,113МПа.

Список літератури

1. *Makharoblidze R. M., Lagvilava I. M., Basilashvili B. B., Khazhomia R. M.* Theory of turn bodies of mountain tandem wheeled self-propelled chassis, In Annals of Agrarian Science, Volume 15, Issue 3, 2017, Pages 339-343, ISSN 1512-1887, https://doi.org/10.1016/j.aasci.2017.05.026.

2. *Bogusław Usowicz, Jerzy Lipiec.* Spatial variability of soil properties and cereal yield in a cultivated field on sandy soil, In Soil and Tillage Research, Volume 174, 2017, Pages 241-250, ISSN 0167-1987, https://doi.org/10.1016/j.still.2017.07.015.

3. *Gholamhossein Shahgholi, Mohammadreza Abuali*. Measuring soil compaction and soil behavior under the tractor tire using strain transducer, In Journal of Terramechanics, Volume 59, 2015, P. 19-25, ISSN 0022-4898, https://doi.org/10.1016/j.jterra.2015.02.007.

4. *Per Schjønning, Mathieu Lamandé, Lars J. Munkholm, Henning S. Lyngvig, Janne Aa. Nielsen.* Soil precompression stress, penetration resistance and crop yields in relation to differently-trafficked, temperate-region sandy loam soils, In Soil and Tillage Research, Volume 163, 2016, P. 298–308, ISSN 0167-1987, https://doi.org/10.1016/j.still.2016.07.003.
5. *Голуб Г. А., Кухарець С. М.* Двоємнісна модель гумусного стану ґрунтового середовища агроекосистем. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2015. Вип. 212, ч. 2. С. 302–307.
6. *Білецький В. Р., Шубенко В. О., Томашевський І. С.* Теоретичне обгрунтування стану грунту під колісним рушієм машинно-тракторного агрегату. Вісник ЖНАЕУ. 2014. № 1 (39), т. 1. С. 176–186.
7. Shoya Higa, Kenji Nagaoka, Keiji Nagatani, Kazuya Yoshida, Measurement and modeling for two-dimensional normal stress distribution of wheel on loose soil, In Journal of Terramechanics, Volume 62, 2015, P. 63–73, ISSN 0022-4898, https://doi.org/10.1016/j.jterra.2015.04.001.
8. *Vidas Damanauskas, Algirdas Janulevičius.* Differences in tractor performance parameters between single-wheel 4WD and dual-wheel 2WD driving systems, In Journal of Terramechanics, Volume 60, 2015, P. 63–73, ISSN 0022-4898, https://doi.org/10.1016/j.jterra.2015.06.001.
9. *Кушнарев А. С., Кочев В. И.* Механико-технологические основы обработки почвы. Киев. Урожай. 1989. 144с.
10. *Кухарець С. М.*, *Забродський П. М.* Напружений стан ґрунту і процеси структуроутворення при обробітку дисковими робочими органами. Вісник ЖНАЕУ. 2017. № 1 (58), т. 1. С. 240–248.
11. *Junlong Guo, Haibo Gao, Liang Ding, Tianyou Guo, Zongquan Deng.* Linear normal stress under a wheel in skid for wheeled mobile robots running on sandy terrain, In Journal of Terramechanics, Volume 70, 2017, P. 49–57, ISSN 0022-4898, https://doi.org/10.1016/j.jterra.2017.01.004.

References

1. *Makharoblidze R. M., I. M. Lagvilava, B. B. Basilashvili, R. M. Khazhomia*. (2017). Theory of turn bodies of mountain tandem wheeled self-propelled chassis, In Annals of Agrarian Science, Volume 15, Issue 3, 339–343, ISSN 1512-1887, https://doi.org/10.1016/j.aasci.2017.05.026.
2. *Bogusław Usowicz, Jerzy Lipiec.* (2017). Spatial variability of soil properties and cereal yield in a cultivated field on sandy soil, In Soil and Tillage Research, Volume 174, 241–250, ISSN 0167-1987, https://doi.org/10.1016/j.still.2017. 07.015.
3. *Gholamhossein Shahgholi, Mohammadreza Abuali.* (2015). Measuring soil compaction and soil behavior under the tractor tire using strain transducer, In Journal of Terramechanics, Volume 59, 2015, Pages 19–25, ISSN 0022-4898, https://doi.org/10.1016/j.jterra.2015.02.007.
4. *Per Schjønning, Mathieu Lamandé, Lars J. Munkholm, Henning S. Lyngvig, Janne Aa. Nielsen.* (2016). Soil precompression stress, penetration resistance and crop yields in relation to differently-trafficked, temperate-region sandy loam soils, In Soil and Tillage Research, Volume 163, 298–308, ISSN 0167-1987, https://doi.org/10.1016/j.still.2016.07.003.
5. *Golub, G. A. Kuharets, S. M.* (2015). Donnna model of the humus state of the soil environment in agroecosystems. Scientific Herald of National University of Life and

Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kiev. Vol. 212, part 2. 302–307.
6. *Beletsky, V. G., Shubenko, V. A., Tomaszewski, J. S.* (2014). Theoretical justification of the condition of the soil under the wheel by the engine of machine-tractor unit. Herald, INEU. No 1 (39), vol. 1. 176–186.
7. *Shoya Higa, Kenji Nagaoka, Keiji Nagatani, Kazuya Yoshida.* (2015). Measurement and modeling for two-dimensional normal stress distribution of wheel on loose soil, In Journal of Terramechanics, Volume 62, Pages 63–73, ISSN 0022-4898, https://doi.org/10.1016/j.jterra.2015.04.001.
8. *Vidas Damanauskas, Algirdas Janulevičius.* (2015). Differences in tractor performance parameters between single-wheel 4WD and dual-wheel 2WD driving systems, In Journal of Terramechanics, Volume 60, Pages 63-73, ISSN 0022-4898, https://doi.org/10.1016/j.jterra.2015.06.001.
9. *Kushnarev, A. S., Kochev, V. S.* (1989). Mechanical-technological bases of processing of soil. Kiev. Harvest. 144.
10. *Kuharets, S. M., Makarov, P. M.* (2017). Stress state of the soil and the processes of structure formation in the processing of disk working bodies. Herald, INEU. No 1 (58), vol. 1. 240–248.
11. *Junlong Guo, Haibo Gao, Liang Ding, Tianyou Guo, Zongquan Deng.* (2017). Linear normal stress under a wheel in skid for wheeled mobile robots running on sandy terrain, In Journal of Terramechanics, Volume 70, 49–57, ISSN 0022-4898, https://doi.org/10.1016/j.jterra.2017.01.004.

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ПОЧВЫ

С. Н. Кухарец, В. Р. Белецкий, В. В. Чуба, Д. О. Шеремет

Анотация. *Двигатели машинно-тракторных агрегатов деформируют и уплотняют почву, негативно влияя на изменение ее структуры. Для уменьшения негативного воздействия на почву необходимо определять оптимальные конструкционные параметры колесных движителей машинно-тракторных агрегатов.*

В статье рассмотрено взаимодействие с почвой пары колесных движителей и разработана схема для определения полей напряжений для приложенного вертикальной нагрузки. Сформирован задачу для расчета напряженного состояния почвенной среды, которая позволяет определить уровень напряженного состояния под колесными движителями машинно-тракторных агрегатов. Это позволяет выполнить и обосновать параметры примененных шин, которые способны обеспечить уровень нормальных напряжений в почве ниже допустимых.

В результате решения обратной контактной задачи при условии равномерного распределения контактных напряжений, получена математическая модель. Решение полученной математической модели позволяет выполнить компьютерное моделирование влияния ширины колесных движителей машино-

тракторных агрегатов на напряжения, возникающие в почве. Полученная модель является универсальной и позволяет выполнять исследования колесных движителей разного типоразмера. Выполнено теоретическое моделирование работы посевного комплекса в составе энергосредства весом 100 кН и посевного агрегата 30 кН. Получено распределение напряжений в грунтовом среде для передней и задней оси. Установлено, что предельная величина нормальных напряжений в почве, для дерново-подзолистой почвы средней степени оглеения меньше 0,113 МПа.

Ключивые слова: ***машинно-тракторный агрегат, нормальные напряжения, касательные напряжения, структура почвы***

THEORETICAL SUBSTANTIATION OF TENSION STATE OF SOIL

S. M. Kukharets, V. R. Biletskiy, V. V. Chuba, D. O. Sheremet

Abstract. *Engines of machine-tractor units deform and compact the soil, adversely affecting the change in its structure. To reduce the negative impact on the soil, it is necessary to determine the optimal design parameters of wheeled propellers of machine and tractor units.*

The article deals with the interaction with the soil of a pair of wheeled propellers and developed a scheme for determining the stress fields for the applied vertical load. The task is formulated for calculating the stressed state of the soil environment, which allows us to determine the level of the stressed state under the wheel propulsors of machine-tractor aggregates. This makes it possible to fulfill and justify the parameters of the applied tires, which are capable of providing a level of normal stresses in the soil below the permissible levels.

As a result of solving the inverse contact problem under the condition of uniform distribution of contact stresses, a mathematical model is obtained. The solution of the obtained mathematical model allows performing computer simulation of the influence of the width of wheeled propulsors of machine-tractor aggregates on the stresses arising in the soil. The obtained model is universal and allows to carry out investigations of wheeled propellers of different size. The theoretical modeling of the seed plant operation in the composition of a 100 kN energy source and a seeding unit of 30 kN was performed. The stress distribution in the ground environment for the front and rear axles is obtained. It was established that the limiting value of normal stresses in the soil, for sod-podzolic soils of medium degree of gleying is less than 0,113 MPa.

Key words: ***wheels, machine-tractor unit, normal stresses, tangential stresses, soil structure***

УДК 662.6 (477+100)

СУЧАСНИЙ СТАН ОСНОВНИХ СВІТОВИХ ТА ВІТЧИЗНЯНИХ ВИКОПНИХ ПАЛИВО-ЕНЕРГЕТИЧНИХ РЕСУРСІВ

В. М. Поліщук, кандидат технічних наук
Національний університет біоресурсів і природокористування України
e-mail: polischuk.v.m@gmail.com

Анотація. *Проведена оцінка запасів, видобування і використання в світі і в Україні основних викопних палив: вугілля, нафти і природного газу. Наведена їх собівартість. Встановлено, що при нинішньому темпі споживання запасів нафти в світі залишилось на 58 років видобування, природного газу з газових на нафтогазових родовищ – на 52,5 роки, викопного вугілля – на 312 років. Визначено, що запаси нафти і газового конденсату в Україні на 2016 р. становлять близько 200 млн. т., тоді як обсяги промислового видобування нафти в Україні складають близько 1,817 млн. т/рік, тоді як щорічна потребі народного господарства України становить 9,1 млн. т. Тому для задоволення власних потреб Україні щороку потрібно закуповувати 7,3 млн. т. нафти. Ресурси природного газу із газових і нафтогазових родовищ на 2016 р. становлять 0,6 трлн. м^3, тоді як його видобуток – 17,8 млрд. м^3, а потреба – 33,2 млрд. м^3. Для задоволення потреб для народного господарства і споживання населенням необхідно імпортувати 15,4 млрд. м^3 природного газу. Запаси викопного вугілля в Україні на 2016 р. становлять 34,375 млрд. т, із яких 90% зосереджені на Донбасі, щорічно видобувається 17,1 млн. т. вугілля. В той же час, поклади вугілля антрацитової групи, який використовується на 45% енергоблоків українських ТЕС, знаходяться на тимчасово окупованій російським агресором території. Тому виникла ситуація, що при великих запасах вугілля Україні доводиться імпортувати саме енергетичне вугілля. Через складні геологічні умови залягання вугільних пластів більшість державних вугільних шахт в Україні є нерентабельними.*

Ключові слова: ***викопне паливо, вугілля, нафта, природний газ, паливо-енергетичні ресурси***

Постановка проблеми. В останні роки в світі все більш активно починають застосовувати альтернативні джерела енергії: вітру, сонця, води, земних надр, біомаси тощо, які поступово

© В. М. Поліщук, 2017

займають позиції, що раніше впевнено утримували викопні палива. Постає питання, наскільки це виправдано, чи доцільно і далі розвивати альтернативну енергетику, чи можливо, викопних палив вистачить ще на багато років, як вважалось раніше.

Аналіз останніх досліджень. Питання викопних паливо-енергетичних ресурсів піднімається в багатьох літературних джерелах. Зокрема, світові ресурси нафти досліджуються в роботі [3], ресурси природного газу – в роботах [2], [13], [21], ресурси вугілля – в [19]. Щорічно випускаються бюлетені (наприклад [28]), в яких відображаються дані про стан паливо-енергетичних ресурсів в світі і окремо по кожній країні. В роботах [1], [12], [20] описані стан викопної енергетики на 2010-2012 рр. Разом із тим, в зв'язку із відкриттям нових родовищ, зміною енергобалансу країн, використанням нових джерел енергії ситуація з традиційними викопними джерелами в світі змінюється досить динамічно. Україна також в зв'язку із воєнною агресією Російської Федерації тимчасово втратила деякі родовища викопних енергетичних ресурсів, що суттєво вплинуло на енергобаланс в країні. Тому виникла нагальна потреба обновити інформацію про сучасний стан світових і вітчизняних паливо-енергетичних ресурсів.

Тому **метою** наших **досліджень** є аналіз сучасного стану запасів, видобування і використання основних викопних палив.

На сьогоднішній день викопні палива, до яких відносяться нафта, природний газ, кам'яне вугілля, залишаються основою світового паливо-енергетичного комплексу.

Результати досліджень. Вугіллям називається горюча корисна копалина, утворена під впливом високого тиску шляхом вуглефікації рослинних залишків. Залягає пластами різної товщини. Згідно із [8], викопне вугілля залежно від значення величини середнього показника відбиття вітриніту R_0, вищої теплоти згорання $Q_в$ та виходу летючих речовин V^{daf} поділяється на види: буре, кам'яне та антрацит. До бурого відновиться вугілля із середнім показником відбиття вітриніту менше 0,60% і вищій теплоті згоряння менше 24 МДж/кг, до кам'яного вугілля – при середній величині R_0=0,40-2,59%, $Q_в \geq 24$ МДж/кг, $V^{daf} \geq 8\%$, до антрациту – із $R_0 \geq 2{,}20\%$ і $V^{daf} \leq 8\%$ [15, с. 190].

Викопне вугілля залежно від його технологічних властивостей поділяється на марки: буре (позначається літерою Б), довгополумяне (Д), довгополумяне газове (ДГ), газове (Г), жирне (Ж), коксівне (К), піснувате спікливе (ПС), пісне (П), антрацит (А) [11].

Вугілля марок Г, К, Ж, ДГ, ПС застосовується для коксування, марок Б, ДГ, ПС, П – для виробництва в газогенераторних установках генераторного (змішаного) газу, в марок П і А – водяного

газу, марок Б, Д, ДГ, Г – для отримання синтетичного рідкого палива. Для пилового спалювання в топках котлів застосовується всі марки вугілля крім тих, що використовуються для коксування [8].

Буре вугілля використовується як місцеве паливо, антрацит – як паливо для теплових електростанцій (ТЕС). Застосування кам'яного вугілля дуже різноманітне. Воно використовується як побутове, енергетичне паливо, сировина для металургійної і хімічної промисловості. Дуже перспективним є зріджування (гідрогенізація) вугілля методом Фішера-Тропса з утворенням рідкого палива. Шляхом газифікації вугілля виробляється генераторний газ, який застосовується як паливо та сировина для хімічної промисловості. Вугілля може спалюватись в кусковому вигляді в шарових топках. Однак такий вид спалювання в промисловості майже не застосовується, оскільки при цьому вугілля згорає не повністю, а процес спалювання важко механізувати. Частіше застосовується спалювання вугільного пилу: вугілля подрібнюється, після чого разом із повітрям вдувається в топку котла, де відбувається його факельне спалювання або спалювання в киплячому шарі. Інколи застосовується водовугільне паливо, яке виробляється шляхом послідовного подрібнення вугілля до фракції приблизно 200 мкм і менше, і змішування його з водою. Залежно від марки початкового вугілля вміст його у водовугільному паливі складає від 57 до 70 % (за масою) [1, с. 39–40].

У зарубіжних класифікаціях викопного вугілля прийнято підрозділяти їх на бурі, кам'яні і антрацити з додатковим виділенням лігнітів або ототожненням останніх з бурим вугіллям. Більш дрібні підрозділи в цих класифікаціях основані на ступені їх вуглефікації і зумовлених нею таких найважливіших показниках, як питома теплота згоряння і спікливість. У класифікації Грюнера, поширеній в зарубіжних європейських країнах, прийняті такі основні параметри: елементний склад, вихід і властивості нелеткого залишку. У США викопне вугілля поділене на 4 класи: лігніти, суббітумінозне і бітумінозне вугілля, антрацити. У кожному класі виділені групи для лігнітів і неспікливого (суббітумінозного) вугілля за величиною вищої теплоти згоряння беззольного вугілля, а для вугілля, що спікається (бітумінозного) і антрацитів, – за вмістом зв'язаного вуглецю і виходом летких речовин [15, с. 191].

Вугілля видобувається відкритим та шахтним способом. Спосіб видобування вугілля залежить від глибини його залягання. Розробка ведеться відкритим способом у вугільних розрізах, якщо глибина залягання вугільного пласта не перевищує 100 м. Нерідко бувають випадки, коли при все більшому заглибленні вугільного кар'єру далі вигідно вести розробку вугільного родовища підземним способом.

Для видобування вугілля з великих глибин використовуються шахти. В найглибших шахтах вугілля добувається з глибини понад 1200 м [1, с. 39].

На 2016 р. світове видобування викопного вугілля становило 3,6564 млрд. т. При цьому розвідані світові запаси викопного вугілля оцінюються в 1139,331 млрд. т [28]. Тобто, за даними на 2016 р. світових розвіданих запасів викопного вугілля вистачить на $1139{,}331/3{,}6564 \approx 312$ роки видобування.

Світовими лідерами за запасами викопного вугілля є США (розвідані запаси на 2016 р. становлять 251,582 млрд. т, 22,1% світових ресурсів), Китай (244,01 млрд. т, 21,4%), Російська Федерація (160,364 млрд. т, 14,1%), Австралія (144,818 млрд. т, 12,7%) [28].

В зв'язку суттєвим зниженням застосування вугілля як енергоносія через велику шкоду для довкілля продуктів його згорання, з 2011 р. продовжується падіння світових цін на вугілля. Якщо в 2011 р. середня ціна тонни високоякісного вугілля для потреб енергетики складала 100–120 $/т, та на початку 2016 р. ціни знизилася до 45-50 $/т. На ринку коксівного вугілля тільки за 2014–2015 р ціна в середньому впала зі 120 $/т до 80 $/т [4].

Собівартість видобування вугілля на державних шахтах України досить висока і суттєво перевищує відпускну ціну: Лисичанськвугілля – 7200 грн./т (відпускна ціна 1410 – грн./т), Торецьквугілля – 5450 грн./т, Первомайськвугілля – 3950 грн./т, Красноармійськвугілля – 3750 грн./т (відпускна ціна 1680 – грн./т), Селідоввугілля – 3500 грн./т (відпускна ціна 1750 – грн./т), Львіввугілля – 1617 грн./т (відпускна ціна 1495 – грн./т). Лише не деяких державних шахтах собівартість вугілля невелика, наприклад, на шахті "Краснолиманська" вона становить 130 грн./т, "Надія" – 1228 грн./т. Середня собівартість видобування вугілля на державних шахтах України становить 2510,31 грн./т. [23].

В Україні ресурси викопного вугілля зосереджені в Донецькому і Львівсько-Волинському кам'яновугільному басейні та в Дніпровському вугільному басейні і на 2016 р. складали 34,375 млрд. т, що становить 3,0% від всіх світових ресурсів. За запасами викопного вугілля Україна посідає перше місце в Європі [28]. В 2016 р. в Україні видобуто 17,1 млн. т, чого при таких темпах видобування вистачить на $34375/17{,}1 \approx 2000$ років видобування.

При цьому на 2014 р. частка вугілля в енергобалансі України становить 33,7% [4]. В структурі балансових запасів представлені всі марки від вугілля бурого до антрацитів. Питома вага марок вугілля складає: буре – 6,6%; довгополуменеве – 22,4%; газове – 36,1%; газово-жирне – 4,1%; жирне – 4,7%; коксівне (К) – 3,1%; піснувате

спікливе – 3,3%; пісне – 8,4%; антрацити – 11,3% [15, с. 192]. Із 93,4% кам'яного вугілля і антрацитів 2/3 може використовуватись як енергетичне, а близько 1/3 – як коксівне. Близько 45% енергоблоків українських ТЕС (за встановленою потужністю) працюють на вугіллі антрацитової групи, близько 35% – на вугіллі газової групи, та близько 20% (в Києві та Харкові) – на природному газі [5].

Близько 90% українського вугілля видобувається в Донецькому басейні, який розташований в межах південно-східної частини України, головним чином в Луганській, Донецькій та Дніпропетровській областях України, а також охоплює Ростовську область в Російській Федерації. Загальна площа становить близько 60 тис. км^2, в тому числі в межах України – 50 тис. км^2. Найбільшими центрами видобутку є Донецьк, Макіївка, Горлівка, Мирноград, Торез, Довжанськ, Покровськ. Близько 60% шахт Донецького басейну вугілля видобувають на глибині понад 600 м. Ці шахти забезпечують більше половини видобутку вугілля. Середня глибина видобутку вугілля в Донецькому басейні становить 800 м., а максимальна – понад 1300 м. Близько 40% пластів небезпечні по викидах вугілля і газу. Середня потужність робочих пластів – 0,6-1,2 м. Донецький басейн характерний наявністю крутопадаючих пластів (35–55°). Сюди відносяться родовища Торецька, Горлівки, Єнакієвого. Промислові запаси вугілля на Донбасі зосереджені в пластах потужністю менше 1 м (близько 70% від загальних запасів). Оскільки, згідно з прогнозами, запаси сприятливих по потужності пластів будуть вичерпані через 10-15 років – майбутнє Донбасу пов'язано з розробкою тонких пластів.

Львівсько-Волинський вугільний басейн розташований в Львівській і Волинській областях України і є східною частиною Люблінского басейну Польщі. Охоплює площу близько 10 тис. км^2. Основними центрами видобування вугілля є Нововолинськ і Червоноград. Пласти залягають на глибинах 250–750 м, мають середню потужність 0,7–1,2 м. Розробка вугілля в даний час ведеться на глибинах 330–500 м. Пласти вугілля залягають під малими кутами (5–10°) Горно-геологічні умови складні через малу і невитриману потужності пластів, високу металоносність вугілля і порід.

Дніпровський буровугільний басейн розташований в правобережній частині України на території Житомирської, Вінницької, Київської, Черкаської, Кіровоградської, Запорізької та Дніпропетровської, частково Миколаївської та Херсонської областей України. Промислове значення мають близько 30 родовищ, в основному в Дніпропетровській і Кіровоградській областях. Найбільшими центрами вуглевидобування є Олександрія (Кіровоградська обл.), Ватутіне (Черкаська обл.), Коростишів

(Житомирська обл.). Всього виявлено близько 200 родовищ. Пласти невитримані по потужності і площі, глибина залягання від 10 до 150 м, що дозволяє вести відпрацювання значної частини запасів відкритим способом.

Близько 90% шахт України небезпечні через вміст метану, 60% – за вибухами вугільного пилу, 45% – за раптовими викидами і гірничими ударами, 22% – за самозайманням вугілля, 63% шахт України працюють на глибині понад 600 м, розробляють крутопадаючі пласти (35–55°) чи малопотужні вугільні пласти (0,71–1,2 м). На глибоких горизонтах (понад 600 м) в Україні працює близько 100 шахт. З усіх шахт 55% працюють на глибині понад 600 м, 30% – понад 800 м і 11% – понад 1000 м.

На 2013 р. в Україні існувало понад 140 функціонуючих шахт, з яких 70 шахт добували не більше 4% всього вугілля країни [14]. Частка державних підприємств у виробництві українського рядового вугілля складала близько 28% (як коксівного, так й енергетичного вугілля). Тобто приватними, орендованими чи переданими у концесію підприємствами виробляється близько 72% українського вугілля, при тому, що їх частка складає близько 40% від загальної кількості шахт. Усі недержавні підприємства галузі є рентабельними (не отримують державних дотацій), рівень використання виробничих потужностей на них у середньому перевищує 90%, продуктивність праці при видобутку вугілля є в 2–3 рази більшою, а заробітна плата на 20–25% вищою, ніж на державних шахтах. Більшість державних вугледобувних підприємств, значну частку яких становлять малопотужні шахти зі складними гірничо-геологічними умовами, працюють неефективно та перебувають на державній дотації.

З початком війни на Донбасі на окупованій Російською Федерацією території видобувалося майже половина всього українського вугілля, у т.ч. майже 100% антрациту. У 2014 р. через військові дії на Донбасі видобуток вугілля відносно 2013 року впав більш, ніж на 22%, а видобуток антрацитової групи впав на третину (з 83,7 млн. т до 65 млн. т). У 2015 р. падіння видобутку вугілля набрало ще більших темпів: за першу половину 2015 р. вуглевидобувними підприємствами України видобуто 19,4 млн. т вугілля, що на 21,3 млн. т (або на 52,2%) менше порівняно з аналогічним періодом 2014 р. При цьому, падіння видобутку як енергетичного, так і коксівного вугілля на державних підприємствах склало ще більше – близько 70%.

Станом на 01.07.2015 р. в Україні видобуток вугілля здійснювався на 150 шахтах, з яких 69 не працюювали через бойові дії. З 90 шахт, підпорядкованих Міністерству енергетики та вугільної промисловості України, лише 35 знаходяться на контрольованій

Україною території, тоді як інші 55 (у т.ч. шахти, що видобувають вугілля антрацитової групи) перебувають на непідконтрольній території Донецької та Луганської областей. Із 35 контрольованих Україною шахт (які знаходяться поза зоною ведення бойових дій) працюють 24 шахти (видобувають близько 21 тис. т на добу), 2 шахти працюють в режимі підтримання життєдіяльності (у режимі водовідливу). Загалом на непідконтрольній території Донецької та Луганської областей знаходиться 85 шахт всіх форм власності, що становить 57% від їх загальної кількості по Україні. З них на 60 шахтах видобувалося енергетичне вугілля, у т.ч. майже 100% антрациту. З початку бойових дій 69 з 150 українських шахт вимушені були припинити видобуток вугілля: 7 шахт було зруйновано в ході бойових дій, інші функціонують в режимі підтримки життєдіяльності. На шахти, які зараз не функціонують, у 2013 р. припадало 40% видобутку вугілля в цілому по Україні.

Зменшення виробництва вугілля на Донбасі, пошкодження та знищення шахтного фонду, захоплення терористами шахт, цілеспрямована руйнація ними залізничної інфраструктури призвели до розриву виробничих ланцюгів «вугілля-електроенергія», недостатності запасів вугілля на підприємствах теплової електрогенерації, що загрожує стабільності функціонування всієї об’єднаної енергетичної системи України, провокуючи виникнення значного дефіциту генеруючої потужності. Наразі половина теплових електростанцій в Україні відчувають гострий дефіцит вугілля. Найбільше занепокоєння викликає дефіцит вугілля антрацитової групи, оскільки весь видобуток антрациту в Україні сконцентрований на непідконтрольній території Донецької та Луганської областей [5].

Нафта – горюча корисна копалина, складна суміш вуглеводнів різних класів, що являє собою густу маслянисту рідину, від світло-бурого до чорного кольору. За хімічною природою і походженням нафта близька до природних горючих газів, озокериту, а також асфальту [19, с. 455].

Починаючи із винайдення двигуна внутрішнього згорання наприкінці XIX ст., нафта, з якої шляхом перегонки та крекінга отримують нафтові палива (бензин, гас, дизельне паливо), поступово ввійшла в наше життя. В наш час саме нафтові палива є джерелом живлення сучасних автомобілів, тракторів, літаків тощо.

Однак ще на початку XX ст. ніхто серйозно не задумувався про нафтові запаси. В 1910 р. в паливному балансі країн світу широко використовувалися вугілля (65%), дрова (16%), рослинні і тваринні відходи (16%), а на долю нафти випадало всього 3%, природний газ взагалі не застосовувався. Лише у 30-х рр. XX ст. положення почало змінюватись – в паливному балансі знизилася доля кам'яного

вугілля (55%), значно виросла питома вага нафти (15%), став застосовуватися природний газ (3%) [7].

До середини 1970-х років світове видобування нафти подвоювалося приблизно кожне десятиліття, потім темпи його зростання дещо сповільнилися. Так у 1938 р. воно складало близько 280 млн. т, в 1950 р. – близько 550 млн. т, в 1960 р. – понад 1 млрд. т, у 1970 – понад 2 млрд. т. У 1973 р. світове видобування нафти перевищило 2,8 млрд. т, а у 2004 р. склало близько 5,2 млрд. т [6], [16]. На 2016 р. світове видобування нафти становило 4,148 млрд. т, що на 77 млн. т більше, ніж за 2015 р. При цьому світові запаси нафти оцінюються в 240,7 млрд. т [28]. Тобто, за даними на 2016 р. світових розвіданих запасів нафти вистачить на $240{,}7/4{,}148 \approx 58$ років видобування.

Промислове добування нафти проводять з бурових свердловин, які являють собою вертикальну виробку діаметром 0,15–0,25 м. Глибина бурової свердловини залежить від глибини залягання нафти.

Сучасна технологія добування нафти включає три етапи: рух нафти внаслідок різниці тиску по пласту до свердловини; рух нафти по свердловині на поверхню; збирання нафти та супроводжуючих її газу і води на поверхні, очищення нафти від газу, води і механічних домішок, повернення води в пласт, збирання супутнього газу. Для того, щоб забезпечити переміщення нафти по пласту до свердловини (підвищити віддачу пласта), в пласт можуть подавати під тиском гарячий газ або воду, агенти-розчинники, поверхнево-активні речовини (ПАВ), а також створювати в пласту рухомий осередок горіння.

Рух нафти на поверхню відбувається як за рахунок природного фонтанування, так і за допомогою механізованих способів. Під час природного фонтанування нафта подається на поверхню під дією пластового тиску. Цей спосіб використовується тільки на першому етапі експлуатації свердловини, оскільки по мірі зниження пластового тиску фонтанування послаблюється і свердловину переводять на механізоване добування.

До механізованих способів добування нафти належать газліфтний (ерліфтний) і глибинонасосний. При газліфтному у свердловину, паралельну експлуатаційній, подається компресорами вуглеводневий газ, який змішуючись з нафтою, утворює емульсію і по паралельній свердловині піднімається на поверхню. При глибиннонасосному способі для підняття нафти використовують насоси [18, с. 23–24].

Світовими лідерами за нафтовими ресурсами є Венесуела (розвідані запаси нафти становлять 47,0 млрд. т), Саудівська Аравія

(36,6 млрд. т), Канада (нафта із бітумінозних пісків, 27,6 млрд. т), Іран (21,8 млрд. т), Ірак (20,6 млрд. т), Російська Федерація (15,0 млрд. т), Кувейт (14,0 млрд. т), ОАЕ (13,0 млрд. т) [28].

В Україні на кінець XX ст. було відомо близько 350 родовищ вуглеводнів (нафти, газу і газового конденсату) у трьох нафтогазоносних регіонах: Західному (включає Волинсько-Подільську, Передкарпатську, Карпатську та Закарпатську нафтогазоносні області), Східному (Лівобережжя Дніпра, включаючи Чернігівську, Сумську, Полтавську, Дніпропетровську, Харківську, Луганську та частково Донецьку області) та Південному (охоплює Західне та Північне Причорномор'я, Північне Приазов'я, Крим, українські зони Чорного та Азовського морів) [16]. Потенційні видобувні ресурси нафти, які залишалися в надрах на кінець XX ст., складали 153 млн. т. Причому понад 50% з них перебуває в складних гірничо-геологічних умовах і вимагає нетрадиційних методів видобування [3]. Запаси української нафти і газового конденсату на кінець 2015 р. становили близько 200 млн. т. Сучасні обсяги промислового видобування нафти складають близько 1,817 млн. т/рік [26], тоді як для потреб народного господарства України щороку необхідно 9,1 млн. т. нафти [28]. При таких ресурсах і темпах видобування власних розвіданих запасів нафти нам вистачить на $200/1{,}817 \approx 110$ років видобування. При цьому необхідно зазначити, що для задоволення власних потреб Україні щороку потрібно закуповувати $9{,}1 - 1{,}817 \approx 7{,}3$ млн. т. нафти.

При цьому на 2014 р. частка нафти в енергобалансі України становить 10,1% [4]. Основні перспективи видобування нафти в Україні пов’язані з шельфом і континентальним схилом Чорного моря та великими глибинами (4–7 км) [12]. Слід зазначити, що після анексії Криму Російською Федерацією в Криму залишилася 391 українська свердловина. Із 192 родовищ нафти України на півострові залишилися 12, чиї балансові запаси на 1 січня 2016 року становили 7464 тис. т. Таким чином, частка кримських (українських) родовищ становить близько 6,25% від кількості загальноукраїнських, а кількість нафти на півострові в процентному співвідношенні – 6,1% національних запасів [26].

Собівартість нафти залежить від затрат на придбання земель, розвідку та розробку родовищ, транспортування нафти до споживача, від місцевих умов (рівень податків для різних країн може суттєво різнитись), від глибини та місця залягання нафтових родовищ. Відповідно, собівартість нафти для різних країн суттєво різниться. Собівартість видобування бареля нафти та її структура в найбільших нафтовидобувних країнах в 2015 р. наведена на рис. 1.

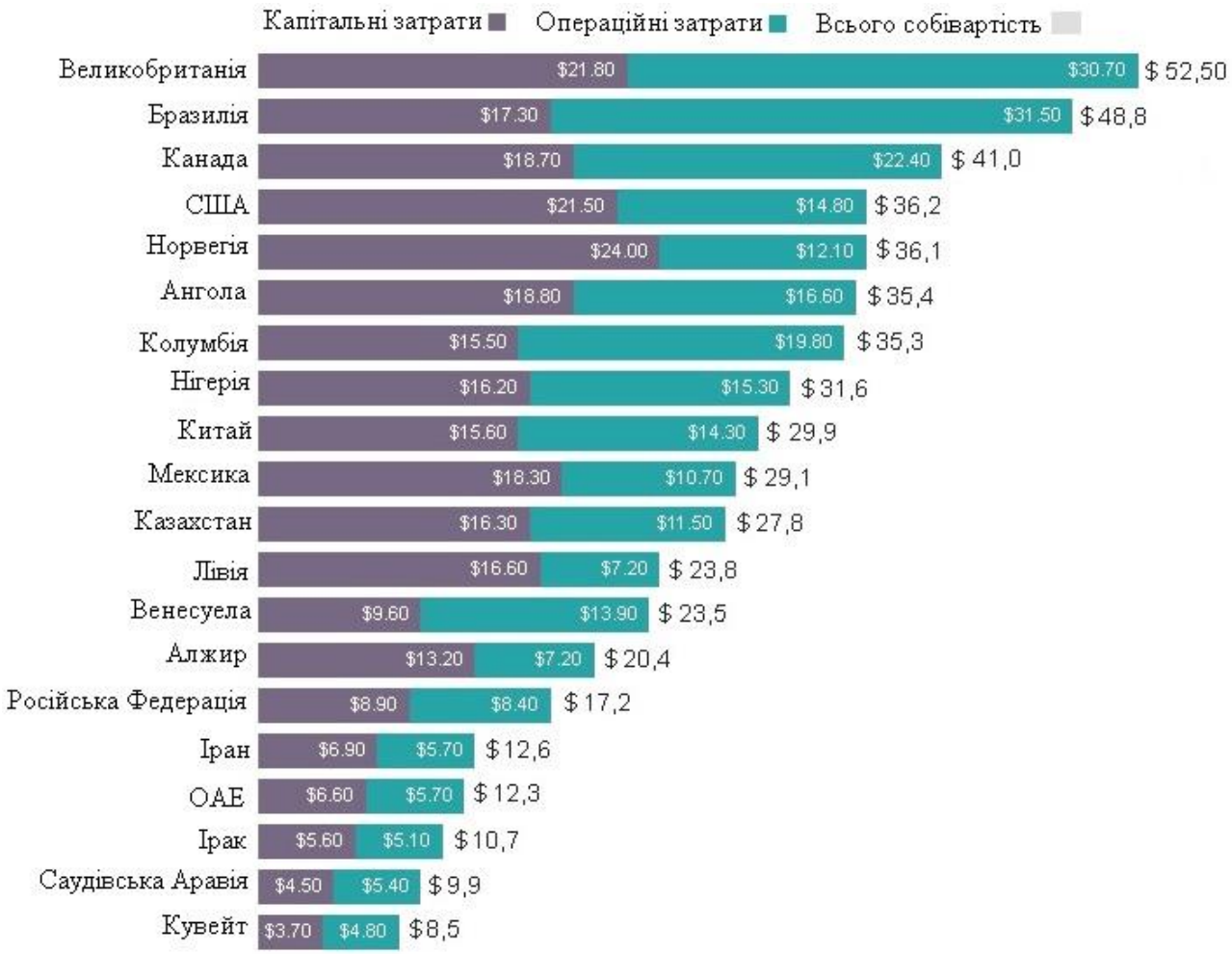


Рис. 1. Собівартість видобування бареля нафти та її структура в найбільших нафтовидобувних країнах в 2015 р. [30].

Собівартість видобування одного бареля української нафти компанія "Укрнафта" оцінює в $40–45, про що повідомив глава компанії Марк Роллінс на конференції «Petrolium Ukraine 2015» Києві: "Наші виробничі витрати – нижче $20 за барель, але потрібно врахувати ще податки і ренту. Якщо це врахувати, то ми виходимо на $40–45" [25].

Залежно від типу нафти і виду родовища точка беззбитковості видобутої нафти на 2014 р. становила: родовища близькосхідного узбережжя – $29, шельфові родовища – $43, родовища надважкої нафти – $49, глибоководні родовища – $53, російські нафті родовища – $54, інші наземні родовища – $55, над глибоководні родовища – $57, родовища арктичного шельфу – 78 [29].

В 2017 р. світові ціни на нафту марки Brent коливались від $48 до $56 [9]. Міжнародний валютний фонд прогнозує на 2018 р. ціну на нафту марки Brent на рівні $52 [17]. Хоча ще в 2008 р. ціна на нафту досягла рекордного рівня в 147 $/барель [20].

Сира нафта безпосередньо не використовується. Для

отримання з неї технічноцінних продуктів, головним чином, моторних палив, розчинників, сировини для хімічної промисловості, її піддають переробці.

Основним способом переробки нафти є її пряма перегонка. Крім того, нафту переробляють за допомогою крекінгу.

Природний газ, який являє собою суміш газів, основу яких складає метан (85–98% залежно від родовища). Також в природному газі містяться етан, пропан, бутан і пентан (сумарний вміст 0,1–15%), а також пари легких рідких вуглеводнів. Вуглеводні, важчі від пентану, наявні в основному в газах нафтових і газоконденсатних родовищ. Невуглеводневі компоненти представлені головним чином, азотом, вуглекислим газом, водяними парами, гелієм, сполуками сірки (сірководень, меркаптани, сірчистий оксид тощо), гелієм, аргоном, зустрічаються водень, ртуть, пари летких жирних кислот

Зустрічаються в осадовому чохлі земної кори у вигляді вільних скупчень, а також у розчиненому (в нафті і пластових водах), розсіяному (сорбовані породами) і твердому (в газогідратних покладах) станах [1, с. 75].

Природні гази поділяються на три групи:

- гази, які добувають з чисто газових родовищ і складаються в основному з метану (82–98 %);

- гази, які одержують із газоконденсатних родовищ і є сумішшю газу й конденсату широкої фракції, що складається з бензину, лігроїну, керосину, а іноді й солярового масла, цей газ містить також значну кількість метану (80–95%);

- гази, які добуваються разом із нафтою з нафтових родовищ – це супутні гази, що складаються із суміші газу з газовим бензином і пропан-бутанової фракції, містять тільки 30–70% метану [13, с. 5].

Природний газ знаходиться в землі на глибині від одного до декількох кілометрів. У надрах газ міститься в мікроскопічних порожнечах, що називаються порами. Пори з'єднані між собою мікроскопічними каналами – тріщинами, якими газ надходить з пор з високим тиском у пори з більш низьким тиском доти, поки не з'явиться в свердловині. Для видобування природного газу бурять вертикальні, похило-направлені і горизонтальні свердловини за допомогою бурових установок. Вартість буріння однієї газової свердловини на 2007 р. в середньому становила $13,2 млн. Свердловини намагаються розміщувати рівномірно на всій території родовища з метою рівномірного падіння пластового тиску в покладі. Інакше можливі перетоки газу між областями родовища та передчасне обводнювання покладу. Газ виходить з надр внаслідок того, що знаходиться в шарі під тиском, який значно перевищує атмосферний. Таким чином, рушійною силою добування природного

газу є різниця тисків у шарі і в системі збору.

Супутній нафтовий газ (СНГ), що отримується в процесі видобування нафти, окрім метану містить етан, пропан, бутан і інші домішки. Залежно від району видобування разом з 1 т нафти отримують від 25 до 800 м^3 СНГ. Він вимагає розділення на фракції на спеціальних газопереробних заводах, будівництво яких або не передбачається, або запізнюється на початок видобування нафти. Тому на промислі СНГ часто спалюється у факелах, а продукти його згорання є потенційною загрозою для людського організму. В світі щорічно згорає понад 100 млрд. м^3 СНГ, за об'ємом його спалювання, згідно даним Всесвітнього банку, лідирує Російська Федерація – близько 38 млрд. м^3 (на 2008 р.). На другому місці, за даними Всесвітнього фонду дикої природи (WWF), знаходиться Нігерія – 26 млрд. м^3 (на 2009 р.) [2].

Від місця видобування до споживачів природний газ необхідно транспортувати. На сьогодні основним видом транспорту є трубопровідний (PPL), також використовують спеціальні танкери – газовози (LNG) [24].

Споживачам природний газ відпускається з теплотою згорання 31,8 МДж/м^3 [10].

На 2016 р. світове видобування природного газу становило 3551,6 млрд. м^3. При цьому світові запаси природного газу оцінюються в 186,6 трлн. м^3 [28]. Тобто, за даними на 2016 р. світових розвіданих запасів природного газу вистачить на $186{,}6/3{,}5516 \approx 52{,}5$ роки видобування.

Світовими лідерами за запасами природного газу є Іран (розвідані запаси на 2016 р. становлять 33,5 трлн. м^3, 18% світових ресурсів), Російська Федерація (32,3 трлн. м^3, 17,3%), Катар (24,3 трлн. м^3, 13,0%), Туркменістан (17,5 трлн. м^3, 9,4%), США (8,7 трлн. м^3, 4,7%), Алжир (4,6 трлн. м^3, 2,4%), Австралія (3,5 трлн. м^3, 1,9%) [28].

В Україні ресурси природного газу зосереджені в трьох нафтогазоносних регіонах: Західному, Східному та Південному і на 2016 р. складали 0,6 трлн. м^3, що є третім показником в Європі, після Норвегії і Нідерландів [28]. Основні запаси природного газу, які придатні для промислової розробки, зосереджені в Дніпровсько-Донецькій нафтогазоносній області, що була відкрита в 1950-і рр. Найбільші родовища газу – Шебелинське, Західно-Хрестищинське, Єфремівське. Більшість перспективних газових родовищ розміщені в Причорноморсько-Кримській нафтогазоносній області на глибині до 4500 м [1, с. 78]. Слід зазначити, що після анексії Криму Російською Федерацією Україна тимчасово втратила 25 газових родовищ, на яких зосереджено близько 16761 млн. м^3 природного газу, що

становить близько 3% загальноукраїнських запасів. Відносно 396 загальноукраїнських родовищ природного газу ті 25, які захоплені окупантами, складають 6,3% від загальної кількості родовищ в Україні [26].

У 2016 році видобуток природного газу в нашій державі становив 17,8 млрд. м^3 [28], тоді як потреба – 33,2 млрд. м^3 [27]. Отже, дефіцит природного газу, який був компенсований за рахунок імпорту, становив $33{,}2-17{,}8=15{,}4$ млрд. м^3. При цьому на 2014 р. частка природного газу в енергобалансі України становить 31,6% [4].

За даними Міжнародного енергетичного агентства (IEA) на 2010 р. собівартість видобування традиційного природного газу в Катарі та в Росії на родовищах в Західному Сибіру, на Уралі і в Поволжі оцінюється як менше $70 за 1000 м^3, на нових російських родовищах Східного Сибіру, на морському шельфі і в Арктичних регіонах – $106-247 за 1000 м^3. Така ж собівартість видобування природного газу на шельфових родовищах в США. Собівартість видобування природного газу в Європі оцінюється в $176-318 за 1000 м^3, в Китаї – в $141-282 за 1000 м^3 [21]. Експерти газового ринку оцінюють собівартість видобування природного газу на континентальних українських свердловинах в $100-120 за 1000 м^3 [22]. Природний газ широко використовується в хімічній промисловості як вихідна сировина, а також як пальне для опалення житлових будинків та як паливо для машин, електростанцій і тощо. Для ДВЗ (як з примусовим запалюванням так і дизельних) використовують виділений із природного газу і стиснений до 20 МПа метан [1, с. 75].

Висновки

На сьогоднішній день викопні палива, до яких відносяться нафта, природний газ, кам'яне вугілля, залишаються основою світового паливо-енергетичного комплексу.

При нинішньому темпі споживання запасів нафти в світі залишилось на 58 років видобування, природного газу з газових на нафтогазових родовищ – на 52,5 роки, викопного вугілля – на 312 років. При цьому слід враховувати, що від використання вугілля по можливості відмовляються через суттєве забруднення довкілля продуктами його згорання.

Запаси української нафти і газового конденсату на 2016 р. становлять близько 200 млн. т., тоді як обсяги промислового видобування нафти в Україні складають близько 1,817 млн. т/рік, при щорічній потребі народного господарства України 9,1 млн. т. Тому для задоволення власних потреб Україні щороку потрібно закуповувати 7,3 млн. т. нафти.

Ресурси природного газу із газових і нафтогазових родовищ на 2016 р. становлять 0,6 трлн. м^3, що є третім показником в Європі. Видобуток природного газу в нашій державі становить 17,8 млрд. м^3, потреба – 33,2 млрд. м^3. Для задоволення потреб для народного господарства і споживання населенням необхідно імпортувати 15,4 млрд. м^3 природного газу.

Запаси викопного вугілля в Україні на 2016 р. становлять 34,375 млрд. т, 90% із них зосереджені на Донбасі. В той же час в Україні щорічно видобувається 17,1 млн. т. вугілля. Однак проблема полягає в тому, що близько 45% енергоблоків українських ТЕС (за встановленою потужністю) працюють на вугіллі антрацитової групи, тоді яка ці ресурси знаходяться на тимчасово окупованій російським агресором території. Тому виникла ситуація, що при великих запасах вугілля Україні доводиться імпортувати саме енергетичне вугілля. Крім того, значна частина шахт небезпечна через можливість викидів метану і вибуху вугільного пилу, 63% шахт працюють на глибині понад 600 м, розробляють крутопадаючі чи малопотужні вугільні пласти. Це призводить до суттєвого підвищення собівартості вугілля, яка на більшості державних шахт перевищує ціну на нього, Тому видобування вугілля в Україні на більшості державних шахт є нерентабельним і підтримується за рахунок державних дотацій.

Список літератури

1. *Альтернативна енергетика*: [навч. посібник для студ. вищ. навч. закл.] / М. Д. Мельничук, В. О. Дубровін, В. Г. Мироненко, І. П. Григорюк, В. М. Поліщук, Г. А. Голуб, В. С. Таргоня, С. В. Драгнєв, І. В. Свистунова, С. М. Кухарець. Київ. Аграр Медіа Груп. 2011. 612 с.
2. *Бакулин Евгений*, *Борисов Юрий, Яремийчук Ярослав, Шваченко Игорь.* Газовые кладовые Украины. Еженедельник. 2000. 11-17 июня. №23 (513).
3. *Березовская Ю.* Черная лихорадка. Контракты. 2005. № 27. С. 7–8.
4. *Венжега Р. В.* Угольная промышленность Китая и стран СНГ: проблемы функционирования в контексте современных вызовов. Економіка промисловості. 2016. №2 (74). С. 91–123.
5. *Вугільна промисловість України* в умовах гібридної війни. Аналітична записка / Національний інститут стратегічних досліджень. 2017. Режим доступу до журн. http://www.niss.gov.ua/articles/1890. Дата доступу: 06/10/2017.
6. *Гірничий енциклопедичний словник*: В 3 т.: т. 2. За ред. В. С. Білецького. Донецьк. Східний видавничий дім. 2002. 632 с.
7. *Горная энциклопедия.* За ред. Е. А. Козловского. 80 Min / 700 MB. М: ДиректМедиа Паблишинг, 2006. 1 електрон. опт. диск (CD-ROM), 12 см. Систем. вимоги: Pentium; 32 MB RAM; Windows 95, 98 2000, XP, Word 97, 2000. Назва з контейнера.
8. *ГОСТ* 25543:88. Угли бурые, каменные и антрациты. Классификация по генетическим и технологическим параметрам. Дата введения 90-01-01. Москва. ИПК Издательство стандартов. 2002. 17 с.
9. *График цены на нефть* Брент (Brent) за 2017 год. Калькулятор. Справочный

портал. 2017. https://www.calc.ru/dinamika-Brent.html?date=2017. Дата доступа: 03/10/2017.
10. *ДСТУ ГОСТ* 27577:2005. Газ природний паливний компримований для двигунів внутрішнього згорання. Технічні умови. Дійсний від 2007-07-01. Київ. Держспоживстандарт України. 2005. 10 с.
11. *ДСТУ* 3472:96. Вугілля буре, кам'яне та антрацит. Класифікація. Дійсний від 1998-01-01. Київ. Держспоживстандарт України. 1997. 21 с.
12. *Енергобіотехнологія*. В. Г. Мироненко, В. О. Дубровін, В. М. Поліщук, С. В. Драгнєв, І. В. Свистунова. Київ. Холтех. 2010. 248 с.
13. *Капців І. І.* Конспект лекцій з дисципліни «Газопостачання» Частина 1. Газопроводи і газосховища. Фізико-хімічні властивості природних газів. Підготовка газу до дальнього транспортування. Харьк. нац. акад. міськ. госп-ва. Харків. ХНАМГ. 2010. 89 с.
14. *Колесник В. А.* Геология угольных месторождений и состояние промышленности Украины. Геологические особенности угольных месторождений Украины. Международная научная конференция "XXII Szkoly Eksploatacji Podziemnej. Польша. 2013. Донецкий национальный технический университет. http://uran.donntu.org/~masters/2013/igg/berchak/library/ article2.htm.
15. *Мала гірнича енциклопедія*: В 3 т.: т. 1. За ред. В. С. Білецького. Донецьк. Донбас. 2004. 640 с.
16. *Мала гірнича енциклопедія*: В 3 т.: т. 2: Л – Р. За ред. В. С. Білецького. Донецьк. Донбас. 2007. 652 с.
17. *МВФ* знизив прогноз цін на нафту на 2017-2018 рр. ZIK. 2017. Режим доступу до журн. http://zik.ua/news/2017/07/24/mvf_znyzyv_prognoz_tsin_na_naftu_na_20172018_rr_1137617. Дата доступу: 03/10/2017.
18. *Окоча А. І.* Паливно-мастильні та інші експлуатаційні матеріали. Київ. Укр. Центр духовної культури. 2004. 448 с.
19. *Основи хімії і фізики горючих копалин*. В. І. Саранчук, М. О. Ільяшов, В. В. Ошовський, В. С. Білецький. Донецьк. Східний видавничий дім. 2008. 640 с.
20. *Поліщук В. М., Білько Т. О.* Сучасний стан світового та вітчизняного паливно-енергетичного комплексу. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2012. Вип. 170. Ч. 1. С. 209–219.
21. *Посысаев, Ю. Ю.* Конкуренция альтернативных видов энергии на мировом рынке. Российский внешнеэкономический вестник. 2014. №8. С. 68–88.
22. *Почему себестоимость* газа украинской добычи "подорожала" в 8 раз и как это скажется на людях. СЕГОДНЯ. 2017. Режим доступу до журн. https://www.segodnya.ua/economics/enews/pochemu-sebestoimost-gaza-ukrainskoy-dobychi-podorozhala-v-8-raz-585439.html. Дата доступу: 04/10/2017.
23. *Почти как импортный.* Себестоимость добычи угля на госшахтах Украина близка к цене угля, покупаемого за рубежом. АО ДЕЛАН. 2017. Режим доступа к журн. http://neftegaz.ru/news/view/159730-Pochti-kak-importnyj.-Sebestoimost-dobychi-uglya-na-gosshahtah-Ukraina-blizka-k-tsene-uglya-pokupaemogo-za-rubezhom. Дата доступа: 06/10/2017.
24. *Природный газ.* Википедия. 2017. Режим доступа к журн. https://ru.wikipedia.org/wiki/Природный_газ. Дата доступа: 03/10/2017.
25. *Себестоимость добычи барреля нефти* в Украине составляет 40-45 долларов, "Укрнафта". ЦЕНЗОР.НЕТ. 2017. Режим доступа к журн. https://censor.net.ua/news/361456/sebestoimost_dobychi_barrelya_nefti_v_ukraine_sostavlyaet_4045_dollarov_ukrnafta. Дата доступа: 03/10/2017.

26. *Солодовник Е.* Енергетичний план України без 37 свердловин нафти і газу Криму. QHA. АГЕНТСТВО "КРИМСЬКІ НОВИНИ". 2017. Режим доступу до журн. http://qha.com.ua/ua/ekonomika/energetichnii-plan-ukraini-bez-37-sverdlovin-nafti-i-gazu-krimu/15688/. Дата доступу: 04/10/2017.
27. *У 2016 році* використання природного газу в Україні скоротилось на 0,6 млрд куб. м / Національна акціонерна компанія Нафтогаз України. 2017. Режим доступу до журн. http://www.naftogaz.com/www/3/nakweb.nsf/0/ E8A50F7214508 AE8C22580BC00440E84?OpenDocument: 30/10/2017.
28. *BP Statistical Review of World Energy*. Pureprint Group Limited, UK, 2017. 50 p.
29. *Global loquids cost curve*: shale is pushing out oil sands and arctic, offshore is still in rhe race. PRESS RELACE. 2017. Mode of access to the journal: https://www.rystadenergy.com/AboutUs/NewsCenter/PressReleases/global-liquids-cost-curve. Access Date: 02/10/2017.
30. *What it costs to produce oil*. CNN Money. 2017. Mode of access to the journal: http://money.cnn.com/interactive/economy/the-cost-to-produce-a-barrel-of-oil/index.html?iid=EL. Access Date: 02/10/2017.

References

1. *Melnichuk, M. D., Dubrovin, V. O., Mironenko, V. G., Grigoryuk, I. P., Polishchuk, V. M., Golub, G. A.* (2011). Alternative energy. Kyiv. Agrar Media Group. 612.
2. *Bakulin, Y., Borisov, Y., Yareymichuk, Y, Shvachenko, I.* (2010). Gas storerooms of Ukraine. The Weekly 2000. 23 (513).
3. *Berezovskaya, Yu.* (2005). Chernaya lihoradka. Black fever. Contracts, 27, 7–8.
4. *Wenzhega, R. V.* (2016). Coal industry of China and CIS countries: problems of functioning in the context of modern challenges. Economy of industry, 2(27), 91–123.
5. *Coal industry of Ukraine in a hybrid war. Analytical note. National Institute for Strategic Studies.* Available at: http://www.niss.gov.ua/articles/1890.
6. *Biletskiy, V. C. (Ed.).* (2002). Mining Encyclopedia Dictionary. Donetsk: Eastern Publishing House. 632.
7. *Kozlovsky, E. A. (*2006). Mountain encyclopedia. Moscow: DirectMedia Publishing.
8. Coals are brown, stone and anthracite. Classification by genetic and technological parameters. (2002). GOST 25543:88 from 1d January 1990. Moscow: IPK Interstate Standard.
9. *The price chart for Brent crude oil for 2017.* Available at: https://www.calc.ru/dinamika-Brent.html?date=2017.
10. *Gas is* natural fuel compromised for internal combustion engines. Specifications. (2005). DSTU GOST 27577:2005 from 1d July 2007. Kyiv: Derzhspozhyvstandart Ukraine.
11. *Coal is brown*, rocky and anthracite. Classification. (1997). DSTU 3472:96 from 1d January 1998. Kyiv: Derzhspozhyvstandart Ukraine.
12. *Mironenko, V. G., Dubrovin, V. O., Polishchuk, V. M., Dragnev, S. V., Svistunova, I. V.* (2010). Energy Biotechnology. Kyiv. Holteh. 248.
13. *Kaptsiv, I. I., Romashko, A. V.* (2010). Summary of lectures on discipline "Gas supply" Part 1. Gas pipelines and gas storage. Physico-chemical properties of natural gas. Preparation of gas for long-distance transportation. Kharkiv. Kharkiv National Academy of Municipal Economy. 89.
14. *Kolesnik, V. A., Bercak, Yu. I.* (2013). Geology of coal deposits and state of industry in Ukraine. Geological features of coal deposits in Ukraine. Proceedings from MIIM '13: XXII Mizhnarodna naukova konferentsiia «XXII Szkoly Eksploatacji Podziemnej». Available at: http://uran.donntu.org/~masters/2013/igg/berchak/library/article2.htm.

15. *Biletskiy, V. C. (Ed.).* (2004). Minor Mining Encyclopedia. (Vols. 1-3). Donetsk. Ukraine. Donbass. Vol. 1. 640.
16. *Biletskiy, V. C. (Ed.).* (2007). Minor Mining Encyclopedia. (Vols. 1-3). Donetsk, Ukraine. Donbass. Vol. 2. 652.
17. *The IMF has lowered the forecast of oil prices for 2017-2018. ZIK.* Available at: http://zik.ua/news/2017/07/24/mvf_znyzyv_prognoz_tsin_na_naftu_na_20172018_rr_1137617.
18. *Okoca, A. I.* (2004). Fuel and lubrication and other operational materials. Kyiv: Ukrainian Center for Spiritual Culture. 448.
19. *Saranchuk, V. I., Ilyashov, M. O., Osovsky, V. V., Biletskiy, V. S. (*2008). Fundamentals of Chemistry and Physics of Combustible Minerals. Donetsk. Eastern Publishing House. 640.
20. *Polishchuk, V. M., Bilko, T. A.* (2012). The current state of the world and domestic fuel and energy complex. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. Vol. 170. Part 1. 209–219.
21. *Posysaev, Yu.Yu.* (2014). Konkurenciya al'ternativnyh vidov ehnergii na mirovom rynke [Competition of alternative types of energy in the world market]. The Russian external economic bulletin, 8, 68–88.
22. *Why the cost price of gas produced in Ukraine "has risen in price" 8 times and how it will affect people. Today.* Available at: https://www.segodnya.ua/economics/enews/pochemu-sebestoimost-gaza-ukrainskoy-dobychi-podorozhala-v-8-raz-585439.html.
23. *Almost like imported. The cost price of coal mining in the state-owned seas of Ukraine is close to the price of coal bought abroad.* Available at: http://neftegaz.ru/news/view/159730-Pochti-kak-importnyj.-Sebestoimost-dobychi-uglya-na-gosshahtah-Ukraina-blizka-k-tsene-uglya-pokupaemogo-za-rubezhom/pochemu-sebestoimost-gaza-ukrainskoy-dobychi-podorozhala-v-8-raz-585439.html.
24. *Natural gas. Wikipedia.* Available: https://ru.wikipedia.org/wiki/ Природный_ газ.
25. *The cost of producing a barrel of oil in Ukraine is 40-45 dollars, "Ukrnafta". Censor.* Available at: https://censor.net.ua/news/361456/sebestoimost_dobychi_barrelya_ nefti_v_ukraine_sostavlyaet_4045_dollarov_ukrnafta l.
26. *Solodovnik, E.* (2017). Energy plan of Ukraine without 37 wells of Crimea's oil and gas. Agency Crimean News. Available at: http://qha.com.ua/ua/ekonomika/energetichnii-plan-ukraini-bez-37-sverdlovin-nafti-i-gazu-krimu/15688/.
27. *In 2016, the use of natural gas in Ukraine decreased by 0.6 billion cubic meters. National Joint-Stock Company Naftogaz of Ukraine*. Available at: http://www.naftogaz.com/www/3/nakweb.nsf/0/E8A50F7214508AE8C22580BC00440E84.
28. *BP Statistical Review of World Energy* (2017). Pureprint Group Limited, UK. 50
29. *Global loquids cost curve: shale is pushing out oil sands and arctic, offshore is still in rhe race.* Available at: https://www.rystadenergy.com/AboutUs/ News Center/PressReleases/global-liquids-cost-curve.
30. *What it costs to produce oil. CNN Money.* Available at: http://money.cnn.com/interactive/economy/the-cost-to-produce-a-barrel-of-oil/index.html?iid=EL.

СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ОСНОВНЫХ МИРОВЫХ И ОТЕЧЕСТВЕННЫХ ИСКОПАЕМЫХ ТОПЛИВНО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ РЕСУРСОВ

В. Н. Полищук

Аннотация. Проведена оценка запасов, добычи и использования в мире и в Украине основных ископаемых топлив:

угля, нефти и природного газа. Приведена их себестоимость. Установлено, что при нынешнем темпе потребления запасов, нефти в мире осталось на 58 лет добычи, природного газа из газовых на нефтегазовых месторождений – на 52,5 года, ископаемого угля – на 312 лет. Определено, что запасы нефти и газового конденсата в Украине на 2016 год составляют около 200 млн. т., тогда как объемы промышленной добычи нефти в Украине – около 1,817 млн. т/год, тогда как ежегодная потребность народного хозяйства Украины составляет 9,1 млн. т. Поэтому для удовлетворения собственных потребностей Украине ежегодно нужно закупать 7,3 млн. т. нефти. Ресурсы природного газа из газовых и нефтегазовых месторождений на 2016 год составляют 0,6 трлн. м^3, тогда как его добыча – 17,8 млрд. м^3, а потребность – 33,2 млрд. м^3. Для удовлетворения потребностей для народного хозяйства и потребления населением необходимо импортировать 15,4 млрд. м^3 природного газа. Запасы ископаемого угля в Украине на 2016 год составляют 34,375 млрд. т, из которых 90% сосредоточены в Донбассе, ежегодно добывается 17,1 млн. т угля. В то же время, залежи угля антрацитовой группы, который используется на 45% энергоблоков украинских ТЭС, оказались на временно оккупированной российским агрессором территории. Поэтому возникла ситуация, что при больших запасах угля Украине приходится импортировать именно энергетический уголь. Из-за сложных геологических условий залегания угольных пластов большинство государственных угольных шахт в Украине являются нерентабельными.

Ключевые слова: ***ископаемое топливо, уголь, нефть, природный газ, топливо-энергетические ресурсы***

CURRENT STATE OF WORLD'S MAIN AND DOMESTIC FOSSIL FUEL AND ENERGY RESOURCES

V. M. Polishchuk

Abstract. *The stock valuation, extraction and use in the world and in Ukraine of the main fossil fuels: coal, oil and natural gas are carried out. Their cost is given. It was established that at the current stage of consumption of oil reserves in the world remains 58 years of extraction, natural gas from gas in oil and gas fields – 52,5 years, and fossil coal – 312 years. It is determined that the reserves of oil and gas condensate in Ukraine in 2016 amounted to about 200 million tons, while the volume of industrial oil extraction in Ukraine is about 1,817 million tons/year, while the annual need of the national economy of Ukraine is 9,1 million tons. Therefore, in order to meet their own needs, Ukraine needs to purchase 7,3 million tons of oil annually. Resource of natural gas from gas and oil and gas deposits in 2016 will start 0,6 trillion. m^3, while its production –*

17,8 billion cubic meters, and the demand – 33,2 billion cubic meters. To meet the needs of the national economy and consumption, the population needs to import 15.4 billion cubic meters of natural gas. The reserves of fossil coal in Ukraine in 2016 amounted to 34,375 billion tons, of which 90% are concentrated in the Donbas, each year 17,1 million tons of coal are extracted. At the same time, the coal deposits of the an-tracite group, which is used by 45% of the power units of the Ukrainian TPP, are located in a temporarily occupied Russian aggressor territory. Therefore, the situation arose that, with large coal reserves, Ukraine had to import energy coal. Due to the complex geological conditions of coal beds, most of the state-owned coal mines in Ukraine are unprofitable.

Key words: ***fossil fuels, coal, oil, natural gas, fuel and energy resources***

УДК 622.6

ДИСКРЕТНО-КОНТИНУАЛЬНА МОДЕЛЬ РУХУ СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРУ

І. М. Сівак, Ю. В. Човнюк, кандидати технічних наук
Національний університет біоресурсів і природокористування України
e-mail: sivakim@ukr.net

Анотація. *Наведена дискретно-континуальна модель руху стрічкового конвеєру. Хвилеутворення, які виникають у стрічці конвеєру, що транспортує вантаж, розглянуті з позиції динаміки системи з розподіленими параметрами. Використані методи математичної фізики та апарат Фур'є. Обґрунтована дискретно – континуальна модель руху стрічкового конвеєру, яка на відміну від роботи [8], дозволяє враховувати рух кінців стрічки, які з'єднані з приводом конвеєру. Таким чином, у даній моделі роботи стрічкового конвеєру сама стрічка є складовою складної механічної системи.*

Ключові слова: ***дискретність, континуальність, модель, рух, стрічковий конвеєр***

Постановка проблеми. Сучасний рівень розвитку технології видобутку та переробки корисних копалин обумовлює широке

© І. М. Сівак, Ю. В. Човнюк, 2017

17,8 billion cubic meters, and the demand – 33,2 billion cubic meters. To meet the needs of the national economy and consumption, the population needs to import 15.4 billion cubic meters of natural gas. The reserves of fossil coal in Ukraine in 2016 amounted to 34,375 billion tons, of which 90% are concentrated in the Donbas, each year 17,1 million tons of coal are extracted. At the same time, the coal deposits of the an-tracite group, which is used by 45% of the power units of the Ukrainian TPP, are located in a temporarily occupied Russian aggressor territory. Therefore, the situation arose that, with large coal reserves, Ukraine had to import energy coal. Due to the complex geological conditions of coal beds, most of the state-owned coal mines in Ukraine are unprofitable.

Key words: ***fossil fuels, coal, oil, natural gas, fuel and energy resources***

УДК 622.6

ДИСКРЕТНО-КОНТИНУАЛЬНА МОДЕЛЬ РУХУ СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРУ

І. М. Сівак, Ю. В. Човнюк, кандидати технічних наук
Національний університет біоресурсів і природокористування України
e-mail: sivakim@ukr.net

Анотація. *Наведена дискретно-континуальна модель руху стрічкового конвеєру. Хвилеутворення, які виникають у стрічці конвеєру, що транспортує вантаж, розглянуті з позиції динаміки системи з розподіленими параметрами. Використані методи математичної фізики та апарат Фур'є. Обґрунтована дискретно – континуальна модель руху стрічкового конвеєру, яка на відміну від роботи [8], дозволяє враховувати рух кінців стрічки, які з'єднані з приводом конвеєру. Таким чином, у даній моделі роботи стрічкового конвеєру сама стрічка є складовою складної механічної системи.*

Ключові слова: ***дискретність, континуальність, модель, рух, стрічковий конвеєр***

Постановка проблеми. Сучасний рівень розвитку технології видобутку та переробки корисних копалин обумовлює широке

© І. М. Сівак, Ю. В. Човнюк, 2017

застосування у промисловості протяжних транспортних засобів, характерна особливість котрих полягає у тому, що один з розмірів суттєво перевищує інші. Це, зокрема, стрічкові конвеєри. Правило врахування динамічних процесів, які протікають у цих машинах, є одним з основних факторів, що визначають працездатність, надійність та економічність конструкції. Оскільки всебічний огляд цих процесів практично неможливий, для наближеного їх опису зазвичай використовується розрахункові моделі.

При розрахунковому моделюванні динамічних процесів у протяжних транспортних пристроях широко використовується моделі, основним елементом котрих є пружний прямолінійний стрижень. Зрозуміло, що такі моделі не можуть відображати всіх особливостей прототипу. Однак часто вони дозволяють виявляти найбільш суттєві сторони явища, уникати накладання ефектів різної фізичної природи. Зокрема, використання значних методів математичної фізики (методу Фур'є) щодо аналізу динаміки системи з дискретно-континуальними (тобто із зосередженими й розподіленими) парметрами, на думку авторів даної роботи дозволяє виявити вказані особливості функціонування стрічкових конвеєрів (поступове вмикання вантажонесучого органу у роботу при пуску конвеєру), а також неминучі хвиле утворення у самій стрічці конвеєра (поздовжні та поперечні).

Аналіз останніх досліджень. Одновимірним хвильовим рівнянням описуються фізичні процеси, що протікають у багатьох технічних пристроях та їх елементах. Класичними прикладами є поздовжні коливання прямолінійного пружного стрижня й малі поперечні коливання натягнутої струни.

Модель прямолінійного пружного стрижня, який знаходиться під впливом поздовжніх збурень, широко використовується у прикладних науках для вивчення роботи різноманітних фізичних об'єктів, наприклад, стрічкових та скребкових конвеєрів, вібраційних транспортуючих засобів [1–8]. Хвильове рівняння не відображає повністю роботу вказаних механізмів, проте часто дозволяє встановити вплив найбільш суттєвих факторів.

Процеси пуску й гальмування протяжних стрічкових та скребкових конвеєрів супроводжується поздовжніми коливаннями у вантажонесучому органі. У якості розрахункової моделі для вивчення побічних явищ використовується стрижень, який знаходиться під впливом поздовжніх деформацій та дії вісьової сили у кінцевому перерізі й розподіленого поздовжнього навантаження протилежного напрямку [7, 9].

Результати цитованих вище робіт будуть використані у даному дослідженні.

Мета досліджень полягає у обґрунтування дискретно-континуальної моделі руху стрічкового конвеєру.

Для досягнення мети роботи використані методи математичної фізики та апарат Фур'є, наведені у монографії [10].

Результати досліджень. Розглянемо пружній прямолінійний стрижень (модель стрічки) з площею перерізу S, на котрий діє розподілене поздовжнє навантаження $q_*(x, t)$, залежне від координати точки прикладання та часу. При розгляді розрахункової моделі конвеєра так моделюють дію сил опору, які створюють опір рухові вантажонесучого органу, а також розподілену по стрічці вагу матеріалу, що транспортується [8]. Деформація стрижня викликає у його поперечних перерізах поздовжні зусилля:

$$\mathrm{F_c} = \mathrm{ES} \times \frac{\partial \mathrm{n}}{\partial \mathrm{x}} \qquad (1)$$

де: E – модуль пружності матеріалу стрічки, n (x,t) – переміщення стрічки вздовж вісі OX, яке залежить від координати x та часу t. Складаючи рівняння, що відповідає умові рівноваги елементарної ділянки стрижня з урахуванням її сили інерції у відповідності з принципом Даламбера, матимемо:

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(ES \times \frac{\partial n}{\partial x}\right) = \rho \times \frac{\partial^2 n}{\partial t^2} - q_*(x,t) \qquad (2)$$

де: ρ – лінійна щільність стрижня, кг/м. У випадку постійного значення поперечного перерізу й модуля пружності можна рівняння (2) надати вигляду:

$$\frac{\partial^2 n}{\partial t^2} - a^2 \times \frac{\partial^2 n}{\partial x^2} = q(x,t) \qquad (3)$$

де: q – умовне розподілення навантаження, м/с^2, $q = q_*/\rho$; a – швидкість розподілення навантаження у стрижні поздовжньої хвилі, $a=\sqrt{ES/\rho}$.

Хвильове рівняння (3) представляє собою диференціальну форму другого закону Ньютона й передбачає існування других похідних від переміщень. При розв'язуванні деяких задач переважає інтегральна форма запису рівняння руху стрижня, яка дозволяє відмовитись від вказаної вище вимоги (диференційованості функції U (x,t). Ця форма є вираженням закону збереження кількості руху.

Для математичної визначеності задачі про рух стрижня, повинні бути задані граничні та почасткові умови. Граничні умови зазвичай виражають кінематичні чи статичні умови, які реалізуються на кінцях стрижня у початковий момент часу, тобто закон зміни переміщень та швидкостей частинах стрижня.

При дослідження поздовжніх пружних коливань стрижня фіксованої довжини найчастіше використовується два класичних методи розв'язку хвильового рівняння: розділення змінних і

розповсюджуваних хвиль. Усталені коливання, як правило, вивчаються на основі першого методу. Застосування методу розповсюджуваних хвиль можливе при дослідженні перехідних процесів, які породжуються локалізованими впливами.

Нижче для розв'язку хвильового рівняння застосовується метод Фур'є розділення змінних, поданий у [10].

Розглянемо вимушені коливання обмеженою за довжиною (l) стрижня під дією зовнішньої сили q(x,t), розрахованої на одиницю його довжини. Вважають, що кінці його не закріплені, а рухаються за заданим законом. Ця задача зводиться до розв'язку рівняння (випливає з (3)):

$$\frac{\partial^2 n}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 n}{\partial t^2} + q(x,t) \qquad (4)$$

За граничних умов:

$$U|_{x=0} = \varkappa_1(t), \quad U|_{x=l} = \varkappa_2(t), \qquad (5)$$

й початкових умовах:

$$U|_{t=0} = f(x), \ \left.\frac{\partial n}{\partial t}\right|_{t=0} = F(x) \qquad (6)$$

Слід зазначити, що до розв'язку цієї задачі не можна застосувати метод розділення змінних Фур'є, оскільки граничні умови (5) неоднорічні. Але ця задача легко зводиться до задачі з нульовими граничними умовами [10].

Ведемо допоміжну функцію:

$$W(x,t) = \varkappa_1(t) + [\varkappa_2(t) - \varkappa_1(t)] \times \frac{x}{l} \qquad (7)$$

Зрозуміло, що:

$$W|_{x=0} = \varkappa_1(t), \quad W|_{x=l} = \varkappa_2(t) \qquad (8)$$

Розв'язок задачі (4) – (6) розписується у вигляді суми:

$$U(x,t) = W(x,t) + V(x,t), \qquad (9)$$

де: *V(x,t)* – нова невідома функція аргументів x та t.

Завдяки граничним умовам (5), (8) й початковим умовам (6), функція *V(x,t)* повинна задовольняти граничним умовам:

$$V|_{x=0} = 0, \quad V|_{x=l} = 0 \qquad (10)$$

а також початковим умовам:

$$V|_{t=0} = U|_{t=0} - W|_{t=0} = f(x) - \varkappa_1(0) - [\varkappa_2(0) - \varkappa_1(0)] \times \frac{x}{l} = f_1(x), \qquad (11)$$

$$\left.\frac{\partial v}{\partial t}\right|_{t=0} = \left.\frac{\partial n}{\partial t}\right|_{t=0} - \left.\frac{\partial w}{\partial t}\right|_{t=0} = F(x) - \varkappa_1`(0) - [\varkappa_2`(0) - \varkappa_1`(0)] \times \frac{x}{l} =$$

$$= F_1(x) \qquad (12)$$

У (12) штрих означає похідну по часу t.

Підставляючи тепер (9) у рівняння (4), матимемо:

$$\frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + q(x,t) + a^2 \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \qquad (13)$$

або, враховуючи (7), матимемо:

$$\frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + q_1(x,t) \qquad (14)$$

де

$$q_1(x,t) = q(x,t) - \varkappa_1``(t) - [\varkappa_2``(t) - \varkappa_1``(t)] \times \frac{x}{l} \qquad (15)$$

У (15)

$$\varkappa_1``(t) = \frac{\partial^2 \varkappa_1(t)}{\partial t^2}, \qquad \varkappa_2``(t) = \frac{\partial^2 \varkappa_2(t)}{\partial t^2}$$

Таким чином, ми прийшли до наступної задачі для функції *v(x,t)*:

$$\begin{cases} \dfrac{\partial^2 v}{\partial t^2} = a^2 \dfrac{\partial^2 v}{\partial t^2} + q_1(x,t) \\ v|_{x=0} = 0,\ v|_{x=l} = 0\ , v|_{t=0} = f_1(x), \dfrac{\partial v}{\partial t}\Big|_{t=0} = F_1(x) \end{cases} \qquad (16)$$

Будемо шукати розв'язок задачі (16) у вигляді суми:

$$V(x,t) = V_1(x,t) + W_1(x,t) \qquad (17)$$

де $V_1(x,t)$ є розв'язком неоднорідного рівняння

$$\frac{\partial^2 v_1}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 v_1}{\partial x^2} + q_1(x,t), \ \ q_1(x,t) = q_1(x,t) \qquad (18)$$

що задовольняє граничним умовам:

$$v_1|_{t=0} = 0, \qquad v_1|_{x=l} = 0 \qquad (19)$$

й початковим умовам:

$$v_1|_{t=0}, \ \ \frac{\partial v_1}{\partial t}\Big|_{t=0} = 0 \qquad (20)$$

а $w_1(x,t)$ є розв'язком однорідного рівняння:

$$\frac{\partial^2 w_1}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 w_1}{\partial x^2}, \qquad (21)$$

що задовольняє граничним умовам:

$$w_1|_{x=0} = 0, \qquad w_1|_{x=l} = 0 \qquad (22)$$

й початковим умовам:

$$w_1|_{t=0} = f_1(x), \frac{\partial w_1}{\partial t}\Big|_{t=0} = F_1(x), \qquad (23)$$

Розв'язок $v_1(x,t)$ описує вимушені коливання стрижня, тобто такі коливання (стрічки конвеєра), котрі здійснюються під дією зовнішньої вимушеної сили, коли початкові збурення відсутні.

Розв'язок $w_1(x,t)$ представляє вільні коливання стрижня (стрічки конвеєра), тобто такі коливання, котрі відбуваються тільки у зв'язку з наявністю початкового збурення системи.

Розв'язок задачі (21)–(23) можна подати у вигляді [10]:

$$w_1(x,t) = \sum_{k=1}^{\infty} (a_k \times \cos\left[\frac{k\pi at}{l}\right] + b_k \times \sin[\frac{k\pi at}{l}]) \times \sin(\frac{k\pi x}{l}) \qquad (24)$$

де коефіцієнти a_k, b_k знаходимо зі співвідношень:

$$a_k = \frac{2}{l}\int_0^l f_1(x) \times \sin\left(\frac{k\pi x}{l}\right) dx, \quad b_k = \frac{2}{k\pi a}\int_0^l F_1(x) \times \sin\left(\frac{k\pi x}{l}\right) dx \qquad (25)$$

Розв'язок $v_1(x,t)$ будемо шукати у вигляді ряду:

$$v_1(x,t) = \sum_{k=1}^{\infty} T_k(t) \times \sin\left(\frac{k\pi x}{l}\right) \qquad (26)$$

тоді умови (19) задовольняються автоматично.

Визначимо тепер функцію $T_k(t)$ так, щоб ряд (26) задовольняв рівнянню (18) й початковим умовам (20).

Підставляючи ряд (26) у рівняння (18), матимемо:

$$\sum_{k=1}^{\infty} [T_k{}''(t) + w_k^2 \times T_k(t)]\sin(\frac{k\pi x}{l}) = g_1(x,t) \qquad (27)$$

де покладемо:

$$w_k = \frac{k\pi a}{l} \qquad (28)$$

Розкладаємо функцію $g_1(x,t)$ у інтервалі $(0,l)$ у ряд Фур'є за синусами:

$$q_1(x,t) = \sum_{k=1}^{\infty} g_{1k}(t) \times \sin(\frac{k\pi x}{l}) \qquad (29)$$

де

$$g_{1k}(t) = \frac{2}{l}\int_0^l g_1(\xi,t) \times \sin\left(\frac{k\pi\xi}{l}\right) d\xi \qquad (30)$$

Порівнюючи розклад (27) й (29) для однієї й тієї ж функції $g_1(x,t)$, матимемо диференціальні рівняння:

$$T_k^{''(t)} + w_k^2 T_k(t) = g_{1k}(t), \quad k = 1,2,3 \ldots \qquad (31)$$

які визначають функції $T_k(t)$.

Щоб розв'язок V_1, який визначається рядом (26), задовольняв початковим умовам (20), достатньо підпорядкувати функції $T_k(t)$ умовам:

$$T_k(0) = 0, \quad T_k'(0) = 0, \quad k = 1,2,3 \ldots \qquad (32)$$

Розв'язок рівнянь (31) за початкових умов (32) має вид:

$$T_k(t) = \frac{1}{w_k}\int_0^l g_{1k}(\tau) \sin[w_k(t-\tau)]\, d\tau \qquad (33)$$

або підставляючи замість $g_{1k}(\tau)$ його вираз (30):

$$T_k(t) = \frac{2}{lw_k}\int_0^t d\tau \int_0^l g_1(\xi,\tau)\sin[w_k(t-\tau)]\sin\left(\frac{k\pi\xi}{l}\right)d\xi \qquad (34)$$

Отже, розв'язок задачі (16) має вигляд:

$$V(x,t) = \sum_{k=1}^{\infty} T_k(t)sin\left(\frac{k\pi x}{l}\right) + \sum_{k=1}^{\infty}\left\{a_k cos\left(\frac{k\pi at}{l}\right) + b_k sin\left(\frac{k\pi at}{l}\right)\right\} sin\left(\frac{k\pi x}{l}\right) \qquad (35)$$

Загальний розв'язок задачі (4)–(6) має вид:

$$U(x,t) = \varkappa_1(t) + [\varkappa_2(t) - \varkappa_1(t)]\frac{x}{l} + \sum_{k=1}^{\infty} T_k(t)sin\left(\frac{k\pi x}{l}\right) + \sum_{k=1}^{\infty}\{a_k cos\left(\frac{k\pi at}{l}\right) + b_k\, sin\left(\frac{k\pi at}{l}\right)\}sin\left(\frac{k\pi x}{l}\right) \qquad (36)$$

k=1 де $T_k(t)$ знаходимо з (34), a_k й b_k з (25).

Отже, розв'язок $U(x,t)$ має три складові:

1) Визначається законами руху кінцівок *(x=o, x=l)* стрижня/стрічки.
2) Визначається вимушеними силами (коливаннями) стрижня/стрічки.
3) Визначається власними (вільними) коливаннями стрижня/стрічки, обумовленими початковими (ненульовими) умовами (збуреннями) у системі.

У таблиці наведені значення w_k для різних *a* та *l* стрчкового конвеєру.

Значення w_k, c^{-1} для різних a, м/с та l,m (k=1-основний тон коливань).

l,m	*a, м/с*							
	10	50	100	300	500	1000	2000	3000
3	10,47	52,36	104,72	314,16	523,60	1047,20	2094,40	3141,60
5	6,28	31,36	62,83	188,16	314,16	628,32	1256,64	1884,96
10	3,14	15,71	31,42	94,25	157,08	314,16	628,32	942,48
20	1,57	7,86	15,71	47,13	78,54	157,08	314,16	471,24
30	1,05	5,24	10,47	31,42	52,36	104,72	209,44	314,16
50	0,628	3,142	6,284	18,85	31,416	62,832	125,664	188,496

У технічних конструкціях стрічкових конвеєрів зустрічаються випадки, коли у окремих внутрішніх точках на механічну систему накладаються кінематичні чи динамічні зв'язки.

Так, довгі стрічкові конвеєри часто мають кілька станцій натягу стрічки, приведені маси та жорсткості котрих повинні враховуватись при динамічному розрахунку тягового органу.

Якщо у внутрішній точці $X=X_i$ до стрічкового конвеєру прикладена пружна сила (зв'язок) із жорсткістю C_i й масою m_i, тоді у цій точці повинна виконуватись умова [8]:

$$\left(ES'\frac{\partial n}{\partial x}\right)\Big|_{x=x_i+0} - \left(ES\frac{\partial n}{\partial x}\right)\Big|_{x=x_i-0} = C_i U(x_i,t) + m_i\frac{\partial^2 n(x_i,t)}{\partial t^2} \qquad (37)$$

Розрахунок систем, які описуються хвильовим рівнянням, зі вказаними дискретними зв'язками доцільно здійснювати методами, аналогічними тим, які використовуються при розгляді згинних коливань стрічки з проміжними граничними умовами [8].

Висновки

1. Обґрунтована дискретно-континуальна модель руху стрічкового конвеєру, яка на відміну від роботи [8], дозволяє враховувати рух кінців стрічки, які з'єднані з приводом конвеєру. Таким чином, у даній моделі роботи стрічкового конвеєру сама стрічка є складовою складної механічної системи: зі зосередженими (привод або приводи, з якими з'єднана стрічка конвеєра у своїх кінцях) параметрами; із континуальними (розподіленими) параметрами – сама стрічка, на поверхні якої знаходиться вантаж, що транспортується. Визначені власні частоти коливань такої механічної системи за різних значень довжини стрічки й для різних швидкостей розповсюдження у ній поздовжніх хвиль.
2. Отримані у роботі результати можуть у подальшому слугувати для уточнення і вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку побічних механічних систем як на стадіях їх проектування/конструювання, так і у режимах реальної експлуатації.

Список літератури

1. *Потураев В. Н., Червоненко А. Г., Колосов Л. В.* Вертикальный транспорт на чорних предприятиях. Москва. Недра. 1975. 351 с.
2. *Горошко О. А.* Динамика упругих конструкций в условиях свободного полета. Киев. Наукова думка. 1965. 168 с.
3. *Горошко О. А., Савин Г. И.* Введение в механику деформируемых одномерных тел переменной длины. Киев. Наукова думка. 1971. 224 с.
4. *Динник А. И.* Статьи по чорному делу. Москва. Углетехиздат. 1957. 195 с.
5. *Лазарян В. А.* О динамических усилиях в упряжных приборах поездов при трогании с места. Научные труды ДИИЖТ. 1945. Ваш. 15. С. 52–85.
6. *Лазарян В. А.* О применении метода обобщенных координат к исследованию вынужденных продольных колебаний стержней. Научные труды ДИИЖТ. 1948. Ваш.19. С. 53–67.
7. *Штокман И. Г.* Динамика тяговых цепей рудничных скребковых конвейеров. Москва. Гостехиздай. 1959. 304 с.
8. *Червоненко А. Г., Раздольский А. Г., Заболотный Ю. В.* Динамика протяженных горнах транспортних машин. Киев. Наукова думка. 1983. 192 с.
9. *Новиков Е. Е., Смирнов В. К.* Введение в теорию динамики горнотранспортных машин. Киев. Наукова думка. 1978. 173 с.
10. *Коштяков Н. С., Глинер Э. Б., Смирнов М. М.* Уравнения в частных производных математической физики. Москва. Высшая школа. 1970. 712 с.

References

1. *Poduraev, V. N., Chervonenko, A. G., Kolosov, L. V.* (1975). Vertical transport of black enterprises. Moscow. Bowels. 351.
2. *Goroshko, E. A.* (1965). Dynamics of elastic structures under conditions of free flight. Kiev. Scientific thought. 1965. 168.

3. *Goroshko, E. A., Savin, G. S.* (1971). Introduction to the mechanics of one dimensional deformable bodies of variable length. Kiev. Scientific thought. 224.
4. *Dynnik, A. S.* (1957). Articles on black business. Moscow. Whiteheat. 195.
5. *Lazaryan, V. A.* (1945). Dynamic efforts to draft instruments of trains when pulling away. Scientific works of DIYET. 15. 52–85.
6. *Lazaryan, V. A.* (1948). Use of the method of generalized coordinates to the study of the forced longitudinal oscillations of rods. Scientific works of DIYET. 19. 53–67.
7. *Stockman, S. G.* (1959). Dynamics of traction chains for mining conveyors. Moscow. Gostehizdat. 304.
8. *Chervonenko, A. G., Razdolsky, A. G., Zabolotny, Y. V.* (1983). Dynamics of extended mountain transport cars. Kiev. Scientific thought. 192.
9. *Novikov, E. E., Smirnov, V. K.* (1978). Introduction to the theory of dynamics of mining machines. Kiev. Scientific thought. 173.
10. *Kostiakov, N. S., Gleaner, E. B., Smirnov, M. M.* (1970). Partial differential Equations of mathematical physics. Moscow. High school. 712.

ДИСКРЕТНО-КОНТИНУАЛЬНАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

И. Н. Сивак, Ю. В. Човнюк

Аннотация. *Приведена дискретно-континуальная модель движения ленточного конвеера. Волнообразования возникающие в ленте конвеера, транспортирующего груз розсмотрены с позиций динамики системы с роспределёнными параметрами. Использованы методы математической физики и аппарат Фурье. Обоснована дискретно-континуальная модель движения ленточного конвейера, которая в отличие и позволяет учитывать движение концов ленты, которые соединены с приводом конвейера. Таким образом, в данной модели работы ленточного конвейера сама лента является составной сложной механической системы.*

Ключевые слова: ***дискретность, континуальность, модель, движение, ленточный конвеер***

DISCRETE-CONTINUAL MODEL OF MOTION OF BELT CONVEYOR

I. M. Sivak, Yu. V. Chovnyuk

Abstract. *The discrete-continuum model of the belt conveyor movement is presented. The waveforms that arise in the conveyor belt transporting the load are considered from the position of dynamics of the system with distributed parameters. Used methods of mathematical physics and Fourier apparatus. The discrete-continuum model of belt conveyor motion is justified, which, in contrast to allows to take into account the motion of tape ends that are connected to the conveyor drive. Thus, in this model of the belt conveyor operation, the tape itself is a composite of a complex mechanical system.*

Key words: ***discreteness, continuity, model, movement, belt conveyor***

УДК 535.39+550.837+621.391

МОДЕЛЮВАННЯ ТА АНАЛІЗ ЕЛЕКТРОПРОВІДНИХ ХАРАКТЕРИСТИК АГРОБІОЛОГІЧНОГО СТАНУ ҐРУНТОВОГО СЕРЕДОВИЩА СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ УГІДЬ

О. О. Броварець, кандидат технічних наук
Київський кооперативний інститут бізнесу і права

Анотація. *На даному етапі розвитку механізованого сільськогосподарського виробництва, коли висуваються високі вимоги до економічної доцільності застосування технологій вирощування сільськогосподарських культур, а також до заходів щодо охорони навколишнього середовища пріоритетним напрямом є застосування сучасних технологій землеробства. Забезпечення належної економічної ефективності можливе за рахунок створення найсприятливіших умов розвитку рослини за допомогою ефективного управління агробіологічним і технічним потенціалом сільськогосподарських підприємств.*

При використанні інформаційно технічних систем оперативного моніторингу агробіологічного стану сільськогосподарських угідь виникає необхідність в отриманні достовірних даних про агробіологічний стан грунтового середовища шляхом зменшення погрішності при визначенні величини електропровідних властивостей грунту, забезпечення індивідуальної стабілізації робочих електродів і механізму підняття/опускання робочих електродів, копіювання нерівностей грунтового середовища, зменшення інтенсивності руйнування структури грунту, самоочищення робочого контакту електроду і забезпечення стабільності електричного контакту електрода з грунтом, шляхом удосконалення конструкції приладу.

Розглянуті електродинамічних ефекти та кіральні, біізотропні властивості середовищ (грунтів сільськогосподарського призначення) з магнітоелектричною взаємодією різної фізичної природи. У межах запропонованої Ω-моделі капілярної системи електропровідності вказаних грунтів дослідженні їх оптична активність та кругових діхроїзм, притаманні зазвичай гіротропним середовищам. Проведений аналіз хвиль, які виникають у Ω-середовища, що слугує базою для вивчення електропровідних характеристик (зокрема, електропровідності) грунтів сільськогосподарського призначення та їх капілярної системи електропровідності.

© О. О. Броварець, 2017

Ключові слова: ***моделювання, аналіз, електромагнітні параметри, капілярна система, електропровідність, грунти сільськогосподарського призначення, ефекти, капілярність, біізотропність***

Постановка проблеми. Електропровідність грунтів сільськогосподарського призначення (ГСП), як, скажімо, й гірської породи, визначається у основному електропровідністю флюїду, який знаходиться у поровому просторі. Скелет (основа), наприклад, більшості гірських порід у електричному співвідношенні є, взагалі кажучи, непровідним [1]. Одним з типів порового простору, зокрема, й у ГСП, є капілярна, система (т.з. відкрита пористість), що забезпечує не тільки електропровідність, але й гідромеханічну проникність ГСП (як, до речі, у гірських породах [2]). Обчислення ефективних електромагнітних параметрів такої системи представляє актуальну задачу аналізу та дослідження за допомогою польових інформаційних машин ГСП.

Аналіз останніх досліджень. Ефективні електромагнітні параметри капілярної системи електропровідності гірської породи досліджені у [3]. Біанізотропні середовища, які описують їх найбільш загальні лінійні електропровідні властивості, вивчені у [4, 5]. Проте подібні властивості (кіральність, біізотропія, біанізотропія) ГСП не досліджені.

Мета досліджень полягає у обґрунтуванні моделі для аналізу ефективних електромагнітних параметрів полярної системи електропровідності ГСП, що дозволяє досліджувати різноманітні електропровідні, кіральні та біізотропні властивості вказаних грунтів.

Слід зазначити, що у даному дослідженні будуть частково використані результати робіт [3, 5].

Результати досліджень. У останні роки вивчаються різноманітні середовища широкого класу – т.з. біізотропні середовища. Слід зазначити, що кіральні середовища підтримують оптичну активність та круговий діхроїзм, а біізотропні, крім того, проявляють ефекти невзаємності. Якщо справа йде про біанізотропні середовища чи матеріали, то вони до того ж мають анізотропію магнітоелектричного зв'язку.

Загальні лінійні співвідношення, які зв'язують вектори електромагнітного поля у довільному (лінійному) середовищі, зокрема у ГСП, можна записати у вигляді:

$$\begin{cases} \vec{D} = \varepsilon \cdot \vec{E} + \xi \cdot \vec{H} \\ \vec{B} = \mu \cdot \vec{H} + \varsigma \cdot \vec{E} \end{cases}, \qquad (1)$$

де матеріальні параметри ε, μ, ξ, ς – є діадними функціями частоти. У даній роботі використовуються діадні позначення. Діадні функції позначені двома рисками зверху символу. Діадний добуток векторів позначається як $\vec{a}\vec{b}$, скалярний добуток – $\vec{a}\cdot\vec{b}$, векторний добуток – $\vec{a}\times\vec{b}$. Запис (1) передбачає гармонічну залежність полів від часу (t), яку записуємо у вигляді пропорційному множнику $\exp(j\cdot\omega\cdot t)$, $j^2=-1$, ω – частота коливань. Саме такі лінійні середовища загального виду називаються біанізотропними [6]. Співвідношення (1) описують лінійні анізотропні середовища й враховують ефекти просторової дисперсії першого порядку за хвильовим вектором плоских хвиль [4]. У ізотропних середовищах матеріальні параметри – скаляри чи псевдоскаляри. У цьому випадку матеріальні співвідношення зручно записувати у вигляді:

$$\begin{cases}\vec{D}=\varepsilon\cdot\varepsilon_0\cdot\vec{E}+(\chi-j\cdot x)\cdot\sqrt{\varepsilon_0\cdot\mu_0}\cdot\vec{H}\\ \vec{B}=\mu\cdot\mu_0\cdot\vec{H}+(\chi+j\cdot x)\cdot\sqrt{\varepsilon_0\cdot\mu_0}\cdot\vec{E}\end{cases}, \quad (2)$$

де ε, μ, χ, та x – безрозмірні комплексні параметри (вони стають дійсними для середовищ без втрат). Середовища, які описуються співвідношенням (2), називаються біізотропними. З альтернативним способом введення матеріальних співвідношень для біізотропних середовищ можна познайомитися, наприклад у [7].

У відповідності з узагальненою теоремою взаємності [6] у взаємних середовищах виконуються співвідношення:

$$\varepsilon=\varepsilon^T,\ \mu=\mu^T,\ \varsigma=-\xi^T, \quad (3)$$

де індекс T означає операції транспонування діадної функції (чи матриці, при матричній формі запису). Відповідно, у взаємних біізотропних середовищах коефіцієнт χ дорівнює нулю, тому його називають параметром невзаємності.

Інша назва параметра χ-параметр Теллегена, оскільки модель штучного невзаємного середовища з відмінними від нуля значеннями параметру χ була запропонована Теллегеном [8].

Таким чином, найбільш загальне ізотропне взаємне лінійне середовище характеризується трьома комплексними матеріальними параметрами ε, μ, а також χ. Параметр зв'язку електричного та магнітного полів χ називають параметром кіральності, а саме середовище – кіральним. Термін «кіральний» походить від грецького слова «кіро-» – «рука» (типовий дзеркально-асиметричний об'єкт). Такі середовища детально досліджені у оптиці, включаючи кристалічну [4], де вони називаються оптично активними або гіротропними. Параметр χ може бути відмінним від нуля тільки у середовищах, які мають елементи, що не є дзеркально – симетричними. Дійсно, при інверсії просторових координат

аксіальний вектор напруженості магнітного поля $\vec{H}$ - змінює знак, а полярні вектори $\vec{E}$ та $\vec{D}$ не змінюються. Відповідно параметр χ повинен змінювати свій знак. Якщо саме середовище не змінюється при такому перетворенні координат, параметр кіральності повинен бути нулем.

Існують деякі частинні випадки біанізотропних середовищ (1), які включають у себе частинки складної формули. Зокрема використання часточок у формі грецької букви Ω було запропоноване у [9]. Біанізотропні чи одноосні середовища з такими включенням мають нові цікаві електромагнітні властивості й перспективні для різноманітних застосувань. У даній роботі ГСП ми віднесемо саме до таких середовищ, зокрема, їх капілярну систему електропровідності.

1. Електромагнітні хвилі у біізотропних середовищах (модель ГСП). Розглянемо основні електродинамічні властивості біізотропних середовищ, що описуються матеріальними співвідношеннями виду (2). Найбільш раціональний спосіб аналізу електромагнітних полів у біізотропних середовищах заснований на введення нових векторів поля, для котрих рівняння Максвелла розкладається на дві незалежні (для випадку однорідного середовища) системи диференціальних рівнянь першого поряду. Це підхід заснований на факторизації векторного хвильового рівняння. Обмежуючись випадком гармонічної залежності полів від часу, запишемо рівняння Максвелла у виді:

$$\begin{cases} \vec{\Delta}\cdot\vec{E} = -j\cdot k_0\cdot\eta_0\cdot\mu\cdot\vec{H} + k_0\cdot(\chi - j\cdot x)\cdot\vec{E} \\ \vec{\Delta}\cdot\vec{H} = j\cdot\dfrac{k_0}{\eta_0}\cdot\varepsilon\cdot\vec{E} + k_0\cdot(\chi + j\cdot x)\cdot\vec{H} \end{cases}, \tag{4}$$

де $k_0 = \omega\cdot\sqrt{\varepsilon_0\cdot\mu_0}$, $\eta_0 = \omega\cdot\sqrt{\mu_0/\varepsilon_0}$.

Виключаючи вектор магнітного поля, прийдемо до векторного рівняння –Гельмгольца:

$$H\cdot\vec{E} = 0 \tag{5}$$

де оператор

$$H = \left[\vec{\Delta}\times\vec{i} - k_0\cdot(x + j\cdot\chi)\cdot I\right]\cdot\left[\vec{\Delta}\times\vec{i} - k_0\cdot(x - j\cdot\chi)\cdot I\right] - k_0^2\cdot\varepsilon\cdot\mu\cdot I, \tag{6}$$

де I – одинична діада. Оператор H може буди поданий у виді добутку двох операторів першого порядку:

$$H = H_+\cdot H_- = \left(\vec{\Delta}\times\vec{I} - k_+\cdot I\right)\cdot\left(\vec{\Delta}\times\vec{I} + k_-\cdot I\right), \tag{7}$$

де $k_\pm = k_0\cdot\left[\left(\sqrt{\eta^2 - \chi^2} \pm x\right)\right]$, $n = \sqrt{\varepsilon\cdot\mu}$.

Оператор H_+ та H_- як легко перевірити, комутують.

Нехай тепер два вектори функції E_+ та E_- задовольняють рівнянням першого порядку:

$$H_+\cdot\vec{E}_+ = 0,\ H_-\cdot\vec{E}_- = 0, \tag{8}$$

тобто

$$\vec{\Delta}\cdot\vec{E}_{+}=k_{+}\cdot\vec{E}_{+},\ \vec{\Delta}\cdot\vec{E}_{-}=k_{-}\cdot\vec{E}_{-}. \qquad (9)$$

Нові змінні $\vec{E}_{\pm}$ називають хвильовими полями. Зрозуміло, що будь-яка лінійна комбінація функцій $\vec{E}_{+}$, $\vec{E}_{-}$ задовольняє вихідному рівнянню Гельмгольца: (5). Будемо шукати розв'язок вихідного рівняння для еклектичного поля у вигляді суми:

$$\vec{E}=\vec{E}_{+}+\vec{E}_{-}. \qquad (10)$$

Вираз для магнітного поля через нові змінні отримаємо з рівняння Максвелла:

$$\vec{H}=\frac{j}{k_0\cdot\eta_0\cdot\mu}\cdot\left[\vec{\Delta}\times\vec{I}-k_0\cdot(x-j\cdot\chi)\cdot\vec{I}\right]\cdot\left(\vec{E}_{+}+\vec{E}_{-}\right)=\frac{j}{\eta}\cdot\left[\exp(j\cdot\Theta)\cdot\vec{E}_{+}-\exp(-j\cdot\Theta)\cdot\vec{E}_{-}\right], \qquad (11)$$

де $\sin\Theta=\chi/n$ – нормований параметр невзаємності й $\eta=\eta_0\cdot\sqrt{\mu/\varepsilon}$.

Для взаємного середовища параметр χ дорівнює нулю й рівняння (11) спрощується:

$$\vec{E}=\vec{E}_{+}+\vec{E}_{-},\ \vec{H}=\frac{j}{\eta}\cdot\left(\vec{E}_{+}-\vec{E}_{-}\right). \qquad (12)$$

Таким чином, задача для однорідного біізотропного середовища зводиться до розв'язку двох незв'язаних задач для двох звичайних ізотропних середовищ. Дійсно, рівняння (12) мають такий самий вигляд, як і відповідні хвильові рівняння для ізотропних середовищ. Більш того, вводячи ще два нових вектори [10] $\vec{H}_{+}$ та $\vec{H}_{-}$ й позначаючи:

$$\varepsilon_{+}=\varepsilon_0\cdot\varepsilon\cdot(\cos\Theta+\chi_r)\cdot\exp(j\cdot\Theta),\ \varepsilon_{-}=\varepsilon_0\cdot\varepsilon\cdot(\cos\Theta-\chi_r)\cdot\exp(-j\cdot\Theta), \qquad (13)$$

$$\mu_{+}=\mu_0\cdot\mu\cdot(\cos\Theta+\chi_r)\cdot\exp(-j\cdot\Theta),\ \mu_{-}=\mu_0\cdot\mu\cdot(\cos\Theta-\chi_r)\cdot\exp(j\cdot\Theta), \qquad (14)$$

де $\chi_r=\mathrm{Re}\,\chi$, рівнянням для нових змінних можна надати форми звичайних рівнянь Максвелла для двох еквівалентних ізотропних середовищ з параметрами $\varepsilon_{\pm}$, $\mu_{\pm}$:

$$\begin{cases}\vec{\Delta}\times\vec{E}_{\pm}+j\cdot\omega\cdot\mu_{\pm}\cdot\vec{H}_{\pm}=0,\\ \vec{\Delta}\cdot\vec{H}_{\pm}-j\cdot\omega\cdot\varepsilon_{\pm}\cdot\vec{E}_{\pm}=0.\end{cases} \qquad (15)$$

Вектори сторонніх електричних та магнітних струмів також можуть бути розкладені на відповідні хвильові складові [10].

Власні хвилі у безмежних однорідних біізотропних середовищах виявляються циркулярно поляризованими плоскими хвилями з постійними розповсюдження (7).

Дві власні хвилі у невзаємних середовищах також мають різні хвильові опори. Зрозуміло, що у неоднорідних середовищах хвильові поля $\vec{E}_{\pm}$ виявляються зв'язаними. Граничні умови на поверхні, яка розділяє два різних середовища (наприклад, ГСП й повітря), вимагають неперервності дотичних складових повних полів $\vec{E}$, $\vec{H}$ (10), (11), а на хвильових полях окремо для кожного.

Для розв'язку задач відбивання й проходження хвиль через шаруваті біізотропні середовища (ГСП) були розвинені методи векторних ланцюгів й векторних ліній передачі [11–13]. Ці методи узагальнюють відомий підхід еквівалентних ліній передачі, широко застосований при розв'язуванні задач у шаруватих структурах з ізотропних прошарків.

Розглянемо плоский прошарок біізотропного матеріалу (ГСП) товщиною d. Одиничний вектор нормалі до прошарку позначимо $\vec{n}$. Перетворимо рівняння для полів у прошарку за допомогою перетворення Фур'є. Двовимірне перетворення Фур'є виконується за дотичними координатами (у площині прошарку). Двовимірну змінну Фур'є позначимо за допомогою вектора $\vec{k}_t$. Позначаючи перетворювані за Фур'є дотичні компоненти електричного та магнітного полів на нижній границі прошарку через $\vec{E}_{t-}$, $\vec{H}_{t-}$ й відповідні компоненти на верхній границі через $\vec{E}_{t+}$, $\vec{H}_{t+}$ введемо так звану матрицю передачі, яка зв'язує ці граничні значення дотичних компонентів:

$$\begin{Vmatrix} \vec{E}_{t+} \\ \vec{n}\times\vec{H}_{t+} \end{Vmatrix} = \begin{Vmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{Vmatrix} \cdot \begin{Vmatrix} \vec{E}_{t-} \\ \vec{n}\times\vec{H}_{t-} \end{Vmatrix}. \qquad (16)$$

Елементи матриці представляють собою діадні функції, оскільки вони зв'язують між собою двовимірні вектори дотичних полів. Знайти матрицю передачі можна, якщо розкласти поля на хвильові компоненти (10) й розв'язати відповідні граничні задачі для рівнянь першого порядку (9). Хвильові компоненти полів на двох границях розділу зв'язані за допомогою діадних функцій $D_{\pm}$ [11,13]:

$$D_{\pm} = \cos(\beta_{\pm}\cdot d)\cdot I_t \mp \sin(\beta_{\pm}\cdot d)\cdot\left\{\frac{k_{\pm}}{\beta_{\pm}}\cdot\frac{\vec{n}\times\vec{k}_t\cdot\vec{k}_t}{k_t^2}+\frac{\beta_{\pm}}{k_{\pm}}\cdot\frac{\vec{k}_t\cdot\vec{k}_t\times\vec{n}}{k_t^2}\right\}, \qquad (17)$$

де $\beta_{\pm}=\sqrt{k_{\pm}^2-k_t^2}$, й I_t – двовимірна одинична діада.

Елементи матриці (16) легко знайти через діади $D_{\pm}$:

$$a_{11}=\frac{1}{2}\cdot\left[D_+ + D_- - j\cdot tg\Theta\cdot(D_+ - D_-)\right];\ a_{12}=\frac{j\cdot n}{2\cdot\cos\Theta}\cdot(D_+ - D_-)\times\vec{n}; \qquad (18)$$

$$a_{21}=\frac{j}{2\cdot\eta\cdot\cos\Theta}\cdot\vec{n}\times(D_+ - D_-);\ a_{22}=-\frac{1}{2}\cdot\vec{n}\times\left[D_+ + D_- + j\cdot tg\Theta\cdot(D_+ - D_-)\right]\times\vec{n}.$$

Матриця передачі багатошаруватої структури (ГСП) може бути знайдена як добуток матриць передачі окремих прошарків.

Таким чином, плоский біізотропний прошарок (ГСП) можна моделювати еквівалентним чотирьохполюсником з відомою матрицею передачі (рис. 1).

Дотичні компоненти електричного й магнітного полів на границях прошарку грають роль еквівалентних векторних напружень й струмів, відповідно. Можна також ввести еквівалентні матриці

опорів провідності [13]. Коефіцієнти відбиття й проходження плоских хвиль через багатошаруваті структури (ГСП) виражаються через елементи матриці передач. Нехай з однієї зі сторін структури на границі розділу виконуються імпедансні граничні умови, що зв'язують Фур'є компоненти дотичних полів;

$$\vec{E}_{t-} = z'_C \cdot \left(\vec{n} \times \vec{H}_{t-}\right) \tag{19}$$

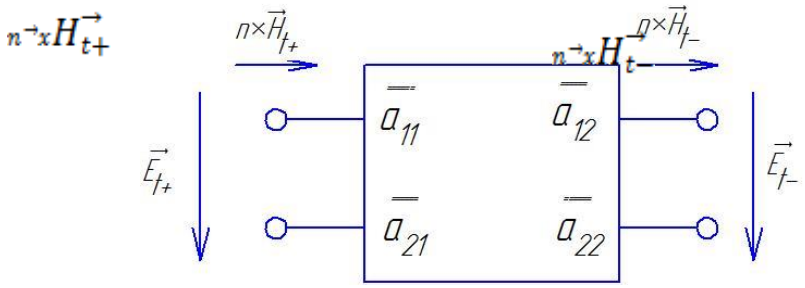


Рис. 1. Еквівалентний векторний ланцюг для біізотропного прошарку.

Така модель (ГСП) описує як поверхню його із заданим імпедансом, у тому числі анізотропним, так й границі з ізотропним напівпростором. Позначимо через z_C діадний хвильовий імпеданс [11, 14] ізотропного середовища, у котрому знаходиться джерело плоскої хвилі, що збуджує біізотропну структуру. Вхідний опір, чотирьохполюсника, який моделює структуру, із врахуванням імпедансу «навантаження» z'_C знаходиться через елемента матриці передачі [11, 15]:

$$\begin{cases} \vec{E}_{t+} = z_{eq} \cdot \left(\vec{n} \times \vec{H}_{t+}\right) \\ z_{eq} = \left(a_{11} \cdot z'_c + a_{12}\right) \cdot \left(a_{21} \cdot z'_c + a_{22}\right)^{-1} \end{cases}. \tag{20}$$

Тоді діадний коефіцієнт відбиття, що зв'язує дотичні компоненти падаючої і відбитої хвиль, знаходиться за простою формулою:

$$R = \left(z_{eq} - z_c\right) \cdot \left(z_{eq} + z_c\right)^{-1}. \tag{21}$$

Відповідний коефіцієнт проходження:

$$T = \left[a_{11} + a_{12} \cdot \left(z'_c\right)^{-1}\right]^{-1} \cdot \left(I_t + R\right) \tag{22}$$

Альтернативна теорія, заснована на моделюванні прошарку (ГСП) відрізком довгої лінії з діадними параметрами – хвильовим опором й постійною розповсюдження, викладена у [12]. Підхід, схожий з теорією векторних ланцюгів, застосовувався також у оптиці оптично активних й анізотропних середовищ [16]. Відбиття й проходження хвиль через прошарок взаємного кірального матеріалу розглядали також у [17]. Чисельний метод обчислення коефіцієнтів відбиття й проходження через біанізотропні прошарки викладений у

[18]. Слід зазначити, що при певних значеннях параметра невзаємності лінійно поляризована хвиля після відбиття від прошарку виявляється поляризованою у ортогональному напрямку [19, 20].

2. Хвилі у біанізотропних середовищах. Омега-середовище (модель ГСП). Оскільки власними хвилями у ізотропних кіральних середовищах є циркулярно поляризовані хвилі, взаємодія цих середовищ з лінійно поляризованими електромагнітними хвилями виявляється, взагалі кажучи. менш ефективною, ніж з хвилями кругової поляризації. Якщо моделювати капілярну систему електропровідності ГСП Ω-середовищем й вважати, що Ω-часточки розміщені таким чином, щоб електричне поле плоскої хвилі було спрямоване вподовж прямих відрізків Ω-структури, а магнітне поле перпендикулярне Ω-структурам, можна суттєво збільшити ефективність додаткового магнітоелектричного ефекту взаємодії. Матеріальні співвідношення, що описують таке середовище, будуть біанізотропними. Їх зручно записувати у вигляді [21]:

$$\begin{cases} \vec{D} = \varepsilon \cdot \vec{E} + j \cdot \sqrt{\varepsilon_0 \cdot \mu_0} \cdot K_{em} \cdot \vec{H} \\ \vec{B} = \mu \cdot \vec{H} - j \cdot \sqrt{\varepsilon_0 \cdot \mu_0} \cdot K_{me} \cdot \vec{E} \end{cases}. \tag{23}$$

У взаємних середовищах виконуються співвідношення (3). Зокрема, якщо прямі відрізки розміщувати вздовж вісі X, а Ω-елементи (петлі) – у вигляді ($x-z$), тоді діадні коефіцієнти будуть мати вид:

$$K_{em} = K \cdot \vec{X}_0 \cdot \vec{Y}_0, \; K_{me} = K \cdot \vec{Y}_0 \cdot \vec{X}_0, \tag{24}$$

де K – безрозмірний коефіцієнт зв'язку, а $\vec{X}_0$, $\vec{Y}_0$ – орти відповідних осей.

Якщо важливо забезпечити ефективну взаємодію ГСП (іншого середовища) з лінійно поляризованими хвилями незалежно від напрямку поляризації чи з неполяризованими хвилями, слід вважати, що у ГСП присутні дві ортогональні гратки з Ω- часточок у системі капілярної електропровідності ГСП. Саме такий ГСП (середовищ) має єдиний фізично виділений напрямок (ортогональний площині, у котрій лежать прямі відрізки провідників з Ω-структури).

Тоді матеріальні співвідношення (22) приймають вид:

$$\begin{cases} \vec{D} = \varepsilon \cdot \vec{E} + j \cdot K \cdot \sqrt{\varepsilon_0 \cdot \mu_0} \cdot I \cdot \vec{H} \\ \vec{B} = \mu \cdot \vec{H} + j \cdot K \cdot \sqrt{\varepsilon_0 \cdot \mu_0} \cdot I \cdot \vec{E} \end{cases}, \tag{25}$$

де ε та μ – одновісні діади:

$$\varepsilon = \varepsilon_0 \cdot \left(\varepsilon_t \cdot I_t + \varepsilon_n \cdot \vec{z}_0 \vec{z}_0\right), \; \mu = \mu_0 \cdot \left(\mu_t \cdot I_t + \mu_n \cdot \vec{z}_0 \vec{z}_0\right), \tag{26}$$

($I_t = \vec{X}_0 \cdot \vec{X}_0 + \vec{Y}_0 \cdot \vec{Y}_0$) – двовимірна діада, $I = \vec{z}_0 \times I_t = \vec{Y}_0 \cdot \vec{X}_0 - \vec{X}_0 \cdot \vec{Y}_0$ – оператор повороту двовимірного вектора у площині ($X-Y$) на 90^0.

Одновісний модульний варіант Ω-середовища (для ГСП) може привести до ситуації, коли ГСП стане саме таким, що взагалі не відбиває (а тільки поглинає енергію електромагнітного поля, діючого на нього) чи стає прозорим (для електромагнітних хвиль у широкому діапазоні частот та кутів падіння). Для аналізу електромагнітних властивостей у ГСП з одновісною симетрією зручно розбити вектори поля на поздовжні й поперечні компоненти по відношенню до одиничного вектору вісі Z:

$$\vec{E} = E_n \cdot \vec{z}_0 + \vec{E}_t\,,\ \vec{H} = \vec{H}_n \cdot \vec{z}_0 + \vec{H}_t\,. \tag{27}$$

Після виключення повздовжніх компонент рівняння Максвелла дозволяють отримати хвильове рівняння для перетвореної по Фур'є у площині ($X-Y$) поперечної компоненти електричного поля:

$$\frac{d^2\vec{E}_t}{dz^2} + \left(\beta_{TM}^2 \cdot \frac{\vec{k}_t \cdot \vec{k}_t}{\vec{k}_t^{\,2}} + \beta_{TM}^2 \cdot \frac{\vec{Z}_0 \times \vec{k}_t \vec{Z}_0 \times \vec{k}_t}{\vec{k}_t^{\,2}}\right) \cdot \vec{E}_t = 0\,, \tag{28}$$

де $\vec{k}_t$ – двовимірна змінна Фур'є,

$$\begin{cases} \beta_{TM}^2 = \dfrac{\varepsilon_t}{\varepsilon_n} \cdot \left(k_0^2 \cdot \varepsilon_n \cdot \mu_t - k_t^2\right) - k_0^2 \cdot K^2 \\ \beta_{TE}^2 = \dfrac{\mu_t}{\mu_n} \cdot \left(k_0^2 \cdot \varepsilon_n \cdot \mu_t - k_t^2\right) - k_0^2 \cdot K^2 \end{cases}, \tag{29}$$

- квадрати z – компонент постійних розповсюдження двох власних хвиль у ГСП. Власні хвилі представляють собою лінійно поляризовані ТМ та ТЕ – хвилі. Відповідними індексами помічені власні числа [11].

Слід зазначити, що хоча середовища (ГСП) і є взаємними, хвильові опори для хвиль, які розповсюджуються у додатному й від'ємному напрямках вісі z, різні. Електричне й магнітне поля хвиль, що розповсюджуються, пов'язані співвідношенням:

$$\vec{E}_t = \pm z_\pm \cdot \left(\vec{Z}_0 \times \vec{H}_t\right), \tag{30}$$

де діадна функція імпедансу діагональна:

$$Z_\pm = Z_\pm^{TM} \cdot \frac{\vec{k}_t \vec{k}_t}{k_t^2} + Z_\pm^{TT} \cdot \frac{\vec{Z}_0 \times \vec{k}_t \vec{Z}_0 \times \vec{k}_t}{k_t^2}\,, \tag{31}$$

а індекси $\pm$ відносяться до хвиль, що розповсюджуються у додатному й від'ємному напрямку вісі z, відповідно. Скалярні коефіцієнти відповідають лінійно поляризованим ТМ- та ТЕ-хвилям й їх обчислення дає [23]:

$$\begin{cases} Z_\pm^{TM} = \eta_0 \cdot \sqrt{\dfrac{\mu_t}{\varepsilon_t}} \cdot \left(\sqrt{1 - \dfrac{k_t^2}{k_0^2 \cdot \varepsilon_n \cdot \mu_t} - k_r^2} \pm j \cdot K_r\right) \\ Z_\pm^{TM} = \eta_0 \cdot \sqrt{\dfrac{\mu_t}{\varepsilon_t}} \cdot \dfrac{k_0^2 \cdot \varepsilon_t \cdot \mu_n}{\left(k_0^2 \cdot \varepsilon_n \cdot \mu_n - k_t^2\right)} \cdot \left(\sqrt{1 - \dfrac{k_t^2}{k_0^2 \cdot \varepsilon_t \cdot \mu_n} - k_r^2} \pm j \cdot K_r\right) \end{cases}, \tag{32}$$

де нормований коефіцієнт зв'язку

$$K_r = \frac{K}{\sqrt{\varepsilon_t \cdot \mu_t}}. \quad (33)$$

Властивості Ω-середовища (модель ГСП) суттєво відрізняються від властивостей біізотропних середовищ (теж можливих моделей ГСП). У Ω-середовищах фізично виділена не тільки вісь z, але й напрямок вподовж вісі, однак теорема взаємності виконується й, крім того, суттєву роль відіграє одновісна симетрія структури. Для польових інформаційних машин (ПІМ), що вивчають властивості ГСП, представляє інтерес дослідження властивості коефіцієнтів відбиття й пропускання плоских лінійно поляризованих хвиль через плоский прошарок ГСП (у межах моделі Ω-середовища). Оскільки плоскі ТЕ- та ТМ- хвилі є власними хвилями такого Ω - середовища, можна побудувати просту скалярну теорію, розглядаючи ці дві власні поляризовані хвилі окремо. Просте узагальнення теорії довгих ліній на випадок, коли хвилі у протилежних напрямках мають різні хвильові імпеданси, дозволяє знайти коефіцієнт відбиття від прошарку товщиною d [23]:

$$R = -\frac{(z_1 - z_+)\cdot(z_2 + z_-) - (z_1 + z_-)\cdot(z_2 - z_+)\cdot\exp(-2\cdot j\cdot\beta\cdot d)}{(z_1 + z_+)\cdot(z_2 + z_-) - (z_1 - z_-)\cdot(z_2 - z_+)\cdot\exp(-2\cdot j\cdot\beta\cdot d)}. \quad (34)$$

Тут z_1 – хвильовий опір середовища з тієї сторони, з котрої на прошарок падає плоска хвиля, z_2 – хвильовий опір середовища зі зворотної сторони прошарку, $z_\pm$ – хвильові опори для хвиль у прошарку [13]. У залежності від поляризації у формулу (34) слід підставити значення $z_\pm^{TM}$ або $z_\pm^{TE}$.

Хвильові опори ізотропних середовищ z_{12} можна отримати як частинні випадки формули [13].

Коефіцієнт проходження T дається формулою:

$$T = \frac{2(z_- + z_+)\cdot z_2\cdot\exp(-2\cdot j\cdot\beta\cdot d)}{(z_1 + z_+)\cdot(z_2 - z_1) - (z_1 - z_-)\cdot(z_2 - z_+)\cdot\exp(-2\cdot j\cdot\beta\cdot d)}. \quad (35)$$

Найбільший інтерес представляє дослідження умов, за яких коефіцієнт відбиття R перетворюється в нуль.

Як видно з (34), для випадку прошарку ГСП у повітрі ($z_1 = z_2$) відбиття відсутнє за будь-якої товщини прошарку, якщо $z_+ = z_1 = z_2$. У термінах матеріальних параметрів, $R = 0$ для ТМ-поляризованих хвиль при виконанні співвідношення:

$$K = \frac{j}{2\cdot\cos\varphi}\cdot\left(\mu_t - \varepsilon_t\cdot\cos^2\varphi - \frac{1}{\varepsilon_n}\cdot\sin^2\varphi\right), \quad (36)$$

й для TE-поляризації – при:

$$K = \frac{j}{2\cdot\cos\varphi}\cdot\left(\mu_t\cdot\cos^2\varphi - \varepsilon_t + \frac{1}{\mu_n}\cdot\sin^2\varphi\right), \quad (37)$$

де φ – кут падіння. При нормальному падінні плоскої хвилі обидві умови, зрозуміло, співпадають й залишаються у дуже простому вигляді:

$$K = \frac{j}{2} \cdot (\mu_t - \varepsilon_t). \qquad (38)$$

У граничному випадку звичайного діелектричного прошарку (модель ГСП) $K = 0$ умова (38) зводиться до тривіальної вимоги рівності відносних діелектричних й магнітних проникностей.

При чисельному аналізі наведених вище результатів для (ГСП) середовища з параметрами $\varepsilon_t = 2$, $\mu_t = 2 - j \cdot 10$ й при умові виконання (38), коли $k = 5$, коефіцієнт відбиття R монотонно спадає зі зростанням товщини прошарку (або частоти). Зрозуміло, що у дійсності самі параметри середовища є функціями частоти, й ця обставина обмежує робочий діапазон.

Висновки

1. Обґрунтована модель Ω-середовища для системи капілярної електропровідності ГСП, встановлені її основні електродинамічні властивості й визначені коефіцієнти R та T для різних варіантів поляризації падаючої електромагнітної хвилі на Ω-структуру.

2. Отримані у роботі результати можуть у подальшому слугувати для уточнення й вдосконалення існуючих інженерних методів розробки ПІМ, як на стадіях їх проектування/конструювання, так і у режимах реальної експлуатації при моніторингу ГСП.

Список літератури

1. *Пархоменко Э. И.* Геоэлектрические свойства минералов и горных пород при высоких давлениях и температурах. Москва. Наука. 1989. 198 с.
2. *Басниев К. С., Кочина И. Н., Максимов В. М.* Подземная гидромеханика. Москва. Недра. 1993. 416 с.
3. *Александров П. Н.* Эффективные электромагнитные параметры капиллярной системы электропроводности горной породы. Физика Земли. 2000. № 2. С. 87–94.
4. *Федоров Ф. И.* Теория гиротропии. Минск. Наука и техника. 1976. 456 с.
5. *Третяков С. А.* Электродинамика сплошных сред: киральные, биизотропные и некоторые бианизотропные материалы. Радиотехника и элетроника. 1994. Т. 39. Вып. 10. С. 1457–1470.
6. *Kong A. I.* Electromagnetic waves theory. New York. Wiley. 1986. 400 p.
7. *Sihvola A. H., Lindell I. V.* Microw. and optical Technol. Letters. 1991. Vol. 4. No 8. P. 295.
8. *Tellegen B. D. H.* Philips Res. Rep. 1948. Vol. 3. P. 81.
9. *Saadoun M. M. I., Ebgheta N.* Microw. and optical Technol. Lett. 1992. Vol. 5. No 4. P. 184.
10. *Lindell I. V., Viitanen A. I.* IEEE Trans. 1992. Vol. AP40. No 1. P. 91.

11. *Tretyakov S. A., Oksanen M. I.* Electromagn. Waves and Application. 1992. Vol. 6. No 10. P. 1393.
12. *Lindell I. V., Tretyakov S. A., Oksanen M. I.* J. Electromagn. Wates and Applications. 1993. Vol. 7. No 1. P. 147.
13. *Oksanen M. I., Tretyakov S. A., Lindell I. V.* J. Electromagn. Waves and Applications. 1990. Vol. 4. No 7. P. 613.
14. *Lindell I. V.* Methods for electromagnetic field analysis. Oxford. Clarendon press, 1993.
15. *Oksanen M. I., Hanninen A. I., Tretyakov S. A.* IEEE Proc. Part H. 1991. Vol. 138. No 6. P. 513.
16. *Барковский Л. М., Борзов Г. Н., Федоров А. Н.* Доклады АН БССР. 1975. Т. 19. № 4. С. 305.
17. *Bassiri S., Papas C. H., Engheta N*. J. of the Optical Soc. of Amer. 1988. Vol. 5-A. No 9. P. 1450.
18. *Graglia R. D., Uslenghi P. L. E., Zich R. E.* Electromagnetics. 1991. Vol. 11. P. 193.
19. *Tretyakov S. A., Oksanen M. I.* J. Smart mater structures. 1992. Vol. 1. P. 76.
20. *Lindell I. V., Tretyakov S. A., Oksanen M. I.* Electronics letters. 1992. Vol. 28. No 3. P. 281.
21. *Tretyakov S. A.* Microw. and Optical Technol. Letters. 1993. Vol. 6. No 2. P. 112.
22. *Tretyakov S. A., Sochava A. A.* Electronics Letters. 1993. Vol. 29. No 12. P. 1048.
23. *Tretyakov S. A.* A novel uniaxial bianisotropic materials: Reflection and transmission in planar structures. Special Issue of “Progress in Electromagnetics research on biisotropic media and applications». Ed. A. Prion. Elsevier. 1994.

References

1. *Parkhomenko, E. S.* (1989). The geoelectric properties of minerals and rocks at high pressures and temperatures. Moscow. Science. 198.
2. *Basniev, K. S., Kochina, I. N., Maksimov, V. M.* (1993). Underground hydrodynamics. Moscow. Bowels. 416.
3. *Alexandrov, P. N.* (2000). Effective electromagnetic parameters of conductive capillary system of the rock. Physics Of The Earth. No 2. 87–94.
4. *Fedorov, F. S.* (1976). Theory of girotropii. Minsk. Science and technology. 456.
5. *Tretyakov, S. A.* (1994). Electrodynamics of continuous media: chiral, biisotropic and some heterogeneous materials. Technology and m & e. 39. Vol. 10. 1457–1470.
6. *Kong, A. I.* (1986). Electromagnetic waves theory. New York. Wiley. 400.
7. *Sihvola, A. H., Lindell, I. V.* (1991). Microw. and optical Technol. Letters. Vol. 4. No 8. 295.
8. *Tellegen, B. D. H.* (1948). Philips Res. Rep. Vol. 3. 81.
9. *Saadoun, M. M. I., Ebgheta, N.* (1992). Microw. and optical Technol. Lett. Vol. 5. No 4. 184.
10. *Lindell, I. V., Viitanen, A. I.* (1992). IEEE Trans. Vol. AP40. No 1. 91.
11. *Tretyakov, S. A., Oksanen, M. I.* (1992). Electromagn. Waves and Application. Vol. 6. No 10. 1393.
12. *Lindell, I. V., Tretyakov, S. A., Oksanen, M. I.* (1993). J. Electromagn. Wates and Applications. Vol. 7. No 1. 147.
13. *Oksanen, M. I., Tretyakov, S. A., Lindell, I. V.* (1990). J. Electromagn. Waves and Applications. Vol. 4. No 7. 613.
14. *Lindell, I. V.* (1993). Methods for electromagnetic field analysis. Oxford. Clarendon press, 13.

15. *Oksanen, M. I., Hanninen, A. I., Tretyakov, S. A.* (1991). IEEE Proc. Part H. Vol. 138. No 6. 513.
16. *Barkovsky, L. M., Borzov, G. N., Fedorov, A. N.* (1975). Doklady an BSSR. Vol. 19. No 4. 305.
17. *Bassir, S., Papas, C. H., Engheta, N*. (1988). J. of the Optical Soc. of Amer. Vol. 5-A. No 9. 1450.
18. *Graglia, R. D., Uslengh,i P. L. E., Zich, R. E.* (1991). Electromagnetics. Vol. 11. 193.
19. *Tretyakov, S. A., Oksanen, M. I.* (1992). J. Smart mater structures. Vol. 1. 76.
20. *Lindell, I. V., Tretyakov, S. A., Oksanen, M. I.* (1992). Electronics letters. Vol. 28. No 3. 281.
21. *Tretyakov, S. A.* (1993). Microw. and Optical Technol. Letters. Vol. 6. No 2. 112.
22. *Tretyakov, S. A., Sochava, A. A.* (1993). Electronics Letters. Vol. 29. No 12. 1048.
23. *Tretyakov, S. A.* (1994). A novel uniaxial bianisotropic materials: Reflection and transmission in planar structures. Special Issue of “Progress in Electromagnetics research on biisotropic media and applications». Ed. A. Prion. Elsevier. 19.

МОДЕЛИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ ЭЛЕКТРОПРОВОДЯЩИХ ХАРАКТЕРИСТИК АГРОБІОЛОГІЧНОГО СОСТОЯНИЯ ПОЧВЕННОЙ СРЕДЫ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ УГОДИЙ

А. А. Броварец

Аннотация. *На данном этапе развития механизированного сельскохозяйственного производства, когда выдвигаются высокие требования к экономической целесообразности применения технологий выращивания сельскохозяйственных культур, а также к мероприятиям по охране окружающей среды приоритетным направлением является применение современных технологий земледелия. Обеспечение надлежащей экономической эффективности возможно за счет создания самых благоприятных условий развития растения с помощью эффективного управления агробиологическим и техническим потенциалом сельскохозяйственных предприятий.*

При использовании информационно технических систем оперативного мониторинга агробиологического состояния сельскохозяйственных угодий возникает необходимость в получении достоверных данных об агробиологическом состоянии грунтовой среды путем уменьшения погрешности при определении величины электропроводных свойств почвы, обеспечения индивидуальной стабилизации рабочих электродов и механизма поднятия/опускания рабочих электродов, копирования неравенств грунтовой среды, уменьшения интенсивности разрушения структуры почвы, самоочистки рабочего контакта электрода и обеспечения стабильности электрического контакта електрода с почвой, путем усовершенствования конструкции прибора.

Рассмотрены электродинамические эффекты и киральные, биизотропные свойства сред (почв сельскохозяйственного назначения) с магнитоэлектрическим взаимодействием различной физической природы. В рамках предложенной $\Omega-$модели исследованы капиллярные системы электропроводности указанных почв, их оптическая активность и круговой дихроизм, присущие обычно гиротропным средам. Проведенный анализ волн, возникающих в Ω-средах, что служит базой для изучения электропроводящих характеристик (в частности, электропроводности) почв сельскохозяйственного назначения и их капиллярной системы электропроводности.

Ключевые слова: моделирование, анализ, электромагнитные параметры, капиллярная система, электропроводность, почвы сельскохозяйственного назначения, эффекты, капиллярность, биизотропность

MODELING AND ANALYSIS OF ELECTRICALLY CONDUCTIVE CHARACTERISTICS AGROBIOLOGICAL CONDITION OF SOIL ENVIRONMENT OF FARMLAND

A. A. Brovarets

Abstract. *Electrodynamics' effects and chiral, biisotropic properties of media (agricultural soils) with magnetic-electric interaction of different physical nature are considered. Within the framework of the proposed model, the capillary systems of conductivity of these soils are investigated by their optical activity and circular dichroism, which are usually inherent in gyratory environments. An analysis of the waves occurring in the environment is carried out, which serves as a basis for studying the electrical conductivity characteristics (in particular, electrical conductivity) of agricultural soils and their capillary system of electrical conductivity.*

On this stage of development of the mechanized agricultural production, when rigorisms are pulled out to financial viability of application of technologies of growing of agricultural cultures, and also to the measures on the guard of environment priority direction is application of modern technologies of agriculture. Providing of the proper economic efficiency is possible due to creation of the most favourable terms of development of plant by the effective management of agricultural enterprises agrobiological and technical potential.

At the use of the informatively technical systems of the operative monitoring of the agrobiological state of agricultural lands there is a necessity for the receipt of reliable information about the agrobiological state of the ground environment by diminishing of error at determination of size of електропровідних properties of soil, providing of the individual stabilizing of workings electrodes and mechanism of raising/lowering of

workings electrodes, copying of inequalities of the ground environment, diminishing of intensity of destruction of structure of soil, самоочищення of working contact of electrode and providing of stability of electric contact of electrode with soil, by improvement of construction of device.

Key words: ***modeling, analysis, electromagnetic parameters, capillary system, electrical conductivity, agricultural soil, effects, capillary, biisotropy***

УДК 631.173

ТЕХНІЧНА ОЦІНКА СПОЖИВЧИХ ЯКОСТЕЙ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

А. В. Новицький, кандидат технічних наук
Ю. А. Новицький, студент
Національний університет біоресурсів і природокористування України
e-mail: Novytskyy@nubip.edu.ua

Анотація. *Розглянуто вплив експлуатаційних властивостей на споживчі якості сільськогосподарських машин: продуктивність, економічність і експлуатаційну надійність. Проаналізовано критерії оцінки експлуатаційних споживчих якостей сільськогосподарських машин. Вони описуються фізичними величинами часу і роботи: тривалістю холостих і робочих ходів на операціях, часом простоїв і роботи, величинами ефективної і неефективної робіт.*

На основі даних величин запропоновано розглянути методологію оцінки споживчих якостей засобів для приготування і роздавання кормів. Кількість та найменування показників, які використовуються для оцінки якості конкретних машин залежать від їх типу та призначення. Задекларованими показниками використання засобів для приготування і роздавання кормів є: показники призначення, показники надійності, показники якості роботи, експлуатаційні показники випробування.

Важливим є аналіз відповідності вимог представлених машин інженерно-психологічним вимогам, включаючи вимоги: до засобів відображення інформації; до органів керування; до побудови системи відображення і виведення інформації; до робочого місця оператора; до художнього конструювання машин і робочих місць; до обслуговування та ремонтопридатності.

© А. В. Новицький, Ю. А. Новицький, 2017

workings electrodes, copying of inequalities of the ground environment, diminishing of intensity of destruction of structure of soil, самоочищення of working contact of electrode and providing of stability of electric contact of electrode with soil, by improvement of construction of device.

Key words: ***modeling, analysis, electromagnetic parameters, capillary system, electrical conductivity, agricultural soil, effects, capillary, biisotropy***

УДК 631.173

ТЕХНІЧНА ОЦІНКА СПОЖИВЧИХ ЯКОСТЕЙ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

А. В. Новицький, кандидат технічних наук
Ю. А. Новицький, студент
Національний університет біоресурсів і природокористування України
e-mail: Novytskyy@nubip.edu.ua

Анотація. *Розглянуто вплив експлуатаційних властивостей на споживчі якості сільськогосподарських машин: продуктивність, економічність і експлуатаційну надійність. Проаналізовано критерії оцінки експлуатаційних споживчих якостей сільськогосподарських машин. Вони описуються фізичними величинами часу і роботи: тривалістю холостих і робочих ходів на операціях, часом простоїв і роботи, величинами ефективної і неефективної робіт.*

На основі даних величин запропоновано розглянути методологію оцінки споживчих якостей засобів для приготування і роздавання кормів. Кількість та найменування показників, які використовуються для оцінки якості конкретних машин залежать від їх типу та призначення. Задекларованими показниками використання засобів для приготування і роздавання кормів є: показники призначення, показники надійності, показники якості роботи, експлуатаційні показники випробування.

Важливим є аналіз відповідності вимог представлених машин інженерно-психологічним вимогам, включаючи вимоги: до засобів відображення інформації; до органів керування; до побудови системи відображення і виведення інформації; до робочого місця оператора; до художнього конструювання машин і робочих місць; до обслуговування та ремонтопридатності.

© А. В. Новицький, Ю. А. Новицький, 2017

Для споживача доцільно володіти інформацією не лише про відповідність функціонування машини зоотехнічним вимогам, але й інформацією про комплексні та одиничні показники надійності: коефіцієнт готовності машини, коефіцієнт технічного використання, термін служби, ресурс, напрацювання на відмову, час відновлення працездатності. Їх реалізація залежить від умов експлуатації та кваліфікації оператора, системи технічного обслуговування та ремонту.

Ключові слова: *споживчі якості, надійність, машина, експлуатаційні показники, людина-оператор.*

Постановка проблеми. Технічні характеристики сільськогосподарської техніки покликані задовольняти потреби споживачів у продуктивності, економічності, надійності, екологічності, вартості та інших властивостях. Тобто кожна сільськогосподарська машина повинна характеризуватися відповідними споживчими якостями. Споживчі якості сільськогосподарської техніки, які проявляються безпосередньо в процесі її експлуатації, називаються експлуатаційними. До них відносяться продуктивність, економічність та експлуатаційна надійність машини.

Досягнення сільськогосподарською машиною високих значень показників представлених якостей базується на реалізації нею цілого ряду експлуатаційних властивостей. Вони повинні закладатися на етапі проектування машини, забезпечуватися при виготовленні [2], а їх реалізація залежить від умов експлуатації та кваліфікації оператора, системи технічного обслуговування та ремонту [11, 13].

Аналіз останніх досліджень. Аналіз багатьох міжнародних аграрних виставок, які проводяться в Україні та за кордоном, вивчення відгуків фахівців в даній галузі підтверджують той факт, що важливою є не лише інформація про технічні характеристики та технологічні властивості, особливості конструкцій та довговічність основних робочих органів, сервісне обслуговування та надійність агрегатів складових механізмів, але вміле поєднання вказаних показників з метою встановлення споживчих якостей машин [4, 5, 10]. Вивчення літературних джерел, підтверджують політику провідних машинобудівних підприємств сільськогосподарської техніки та думку вчених про те, що важливою складовою, яку слід враховувати при виборі багатоопераційних машин у сільському господарстві є їх споживчі якості, включаючи надійність [2, 11]. Необхідно вивчати потреби споживача і задовольнити їх способом кращим і більш ефективним, ніж конкуренти. В останні десятиріччя і

споживач став більш вимогливим до техніки, і однією з головних його вимог є надійність. В умовах, коли зарубіжні фірми з виробництва тракторів та сільськогосподарської техніки переходять на гарантії безвідмовної роботи на 3-5 років, слід враховувати умови роботи оператора [1]. Важливою складовою для забезпечення необхідних споживчих властивостей машини є дизайнерське проектування. Його метою є відображення властивостей емоційно-мотиваційної сфери людини-оператора, створення в неї певного естетичного відношення до продукту проектування. Як зазначено в [5], на сучасному етапі розвитку нашого суспільства та техніки при проектуванні обладнання та машин, які пов'язані з агропромисловим комплексом, вже не достатньо лише техніко-функціонального погляду на проектування. Виникає необхідність гармонійного поєднання техніки та промислового середовища з вимогами ергономіки.

Проведений аналіз вказує на те, що розглянуті питання актуальні, але ще недостатньо вивчалися для багатоопераційних машин якими є засоби для приготування і роздавання кормів (ЗПРК).

Відсутня конкретна інформація для експлуатаційників про комплексну технічна оцінку споживчих якостей ЗПРК.

Мета досліджень. Виходячи з вище представленого, метою є формування основних показників комплексної технічної оцінки споживчих якостей засобів для приготування і роздавання кормів.

Результати досліджень. Проведений аналіз сільськогосподарської техніки, як багатоопераційних машин, дозволив вітчизняним і зарубіжним вченим [4, 11, 13] виділити цілий ряд експлуатаційних властивостей: прохідність, стійкість, плавність ходу, тягові, зчіпні та інші властивості. Кожна з цих властивостей розглядалась не тільки в рамках галузевої науки, а й в рамках суміжних наукових напрямів, що дозволяє при їх аналізі оперувати багатьма дослідженнями теоретичного і експериментального характеру. Складна сільськогосподарська машина повинна мати високі техніко-експлуатаційні властивості, раціональну компоновку, сучасні ергономічні показники. Відповідність створюваної машини вимогам якості не можна оцінювати суб'єктивно. Недостатньо, наприклад на основі загального враження, стверджувати, що машина має високу ефективність та надійність. Необхідно дати об'єктивну кількісну оцінку за допомогою відповідних числових показників якості. Для визначення рівня якості сільськогосподарських машин застосовується цілий ряд показників, які можна поділити на такі основні групи:

- показники призначення (техніко - експлуатаційні показники);
- показники оцінки рівня стандартизації та уніфікації;
- економічні показники;

- показники надійності;
- показники технологічності конструкції;
- ергономічні показники;
- естетичні показники;
- патентно-правові показники;
- показники відповідності вимогам техніки безпеки та екології.

Кількість та найменування показників, які використовуються для оцінки якості конкретних машин залежать від їх типу та призначення. Показники для стаціонарних машин значно відрізняються від показників для мобільної техніки, в значній мірі ці відмінності характерні для машин та обладнання тваринництва й рослинництва.

Незважаючи на безумовну важливість зазначених експлуатаційних властивостей, звертає на себе увагу той факт, що більшість сучасних ЗПРК мають можливість поєднувати операції із завантаження, подрібнення, змішування, дозування та роздавання кормових сумішей. Для окремих ЗПРК завантаження складових кормів здійснюється автономними завантажувачами, а основними їх технологічними операціями є подрібнення, змішування, дозування, транспортування та роздавання кормових сумішей. При цьому експлуатаційні властивості, що характеризують ЗПРК як багатоопераційну машину, що виконує вказані операції, до теперішнього часу вивчені мало і не класифіковані.

Проведемо аналіз споживчих якостей обладнання для тваринництва на прикладі ЗПРК, які в Україні представлені цілим рядом машин вітчизняного та закордонного виробництва. Номенклатура основних показників якості для різних ЗПРК обумовлюється відповідними стандартами, а числові їх значення повинні відповідати зоотехнічним вимогам згідно з їх призначенням. Основними експлуатаційними показниками призначення, які оцінюють техніко-експлуатаційні властивості мобільних машин в аграрному виробництві є:

- конструктивна та експлуатаційна маса, т;
- дорожньо- кліматичні умови експлуатації;
- тяговий клас трактора для агрегатування засобу, кН;
- максимальна і мінімальна швидкості руху км/год.;
- показники поздовжньої та поперечної стійкості;
- база й колія машини, її габаритні параметри прохідності;
- мінімальний радіус повороту, м;
- тиск повітря в шинах коліс.

Проведений аналіз літературних джерел показує, що показниками використання ЗПРК, які задекларовані в [12] є:

а) показники призначення:

- продуктивність за 1 год. основного часу, т/год.;
- подача корму під час роздавання, $м^3$/год.
- робоча швидкість, км/год.

б) показники надійності:
- відмов не відмічено.

в) показники якості роботи:
- тривалість процесу змішування, хв.;
- рівномірність змішування, %;
- кількість корму розданого на 1 м погонної довжини;
- рівномірність роздавання, %.

г) експлуатаційні показники випробування:
- технологічне та технічне обслуговування проводити зручно;
- коефіцієнт використання експлуатаційного часу становить 0,88.

Крім перерахованих показників є цілий ряд рекомендацій, які слід враховувати при придбанні та використанні ЗПРК. В літературних джерелах практики діляться досвідом використання, а науковці вносять рекомендації виходячи з досліджень, які дозволяють обґрунтувати споживчі властивості машин. Так, при придбанні ЗПРК важливо правильно підбирати об’єм бункера, оскільки при неповному його завантаженні значно прискорюється подрібнення кормової суміші. Тривалість змішування необхідно вибирати, враховуючи ступінь завантаження бункера, при цьому його слід обмежувати 15-20 хв., оскільки збільшення тривалості перемішування призводить до понад допустимого подрібнення і порушення структури корму [6].

Постійна підтримка ножів ЗПРК в працездатному стані гарантує оптимальну довжину складових кормової суміш та зменшує час змішування, збільшує термін їх служби та підвищує надійність машини в цілому. Для підвищення ресурсу взаємозамінних ножів ЗПРК в інструкціях з експлуатації [14] рекомендується проводити перестановку, оскільки нижні піддаються більшому зносу, ніж верхні.

Для споживачів є важливою інформація щодо довговічності робочих органів, включаючи ножі та протиріжучі пластини, елементи шнеків та бункеру. Фірма SILOKING з метою підвищення термінів служби деталей пропонує додаткове покриття зі спеціального сплаву SILONOX [7].

Ефективність роботи ЗПРК обумовлена їх конструкцією, а їх споживчі якості передбачають розширення показників призначення. Для ЗПРК фірми «DeLaval», які оснащені фрезою для завантаження кормів з бурта, до таких показників можна віднести: робочу зону, силові характеристики приводу барабана та плавність його обертання; здатність відтворювати необхідну траєкторію руху

барабана; можливість відносного переміщення та інші. До важливих експлуатаційних властивостей ЗПРК, які передбачають використання автономних навантажувачів складових кормів слід віднести: тягові, зчіпні, швидкісні та гальмівні властивості протягання вальців, габаритні розміри, кінематичні і силові характеристики та інші. В рамках представленої статті розглянемо методологію такої оцінки і критерій для її реалізації. Кожна з експлуатаційних властивостей (рис. 1) характеризується переліком одиничних показників, які визначають три експлуатаційних споживчих якості машин: продуктивність, економічність і експлуатаційну надійність. Критеріями оцінки останніх, в загальному випадку, виступають лише фізичні величини часу і роботи: час робочих і холостих ходів на операціях, час простоїв і переїздів, а також величини корисної (ефективної) і неефективної робіт.

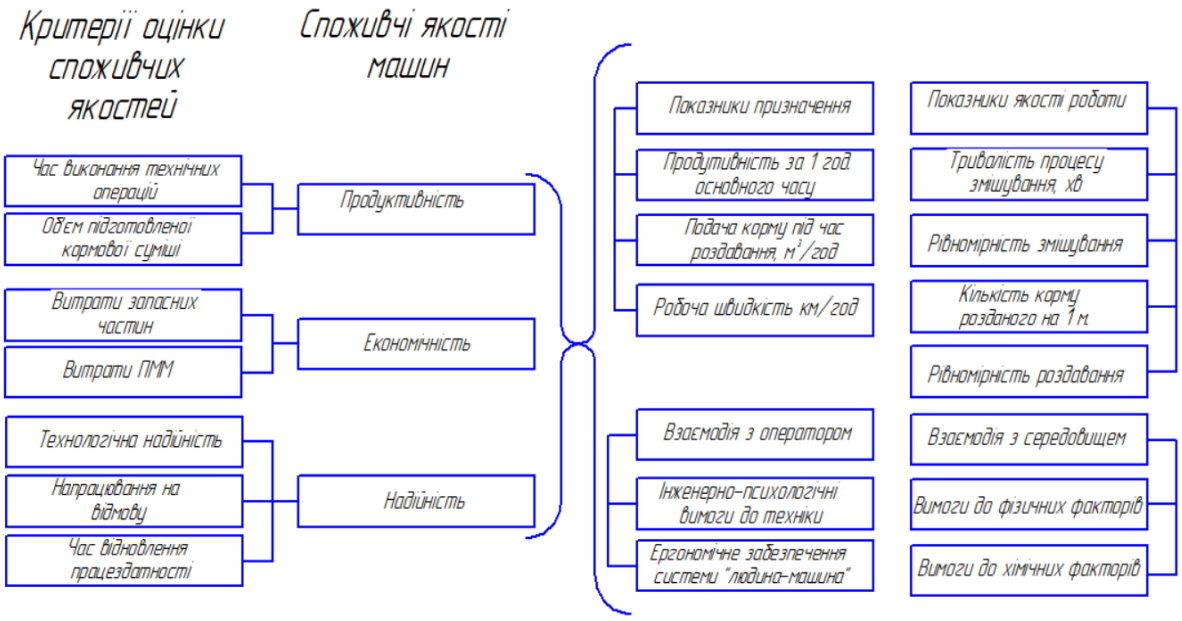


Рис. 1. Споживчі якості та експлуатаційні властивості засобів для приготування і роздавання кормів.

Ефективність роботи ЗПРК обумовлена їх конструкцією, а їх споживчі якості передбачають розширення показників призначення. Для ЗПРК фірми «DeLaval», які оснащені фрезою для завантаження кормів з бурта, до таких показників можна віднести: робочу зону, силові характеристики приводу барабана та плавність його обертання; здатність відтворювати необхідну траєкторію руху барабана; можливість відносного переміщення та інші. До важливих експлуатаційних властивостей ЗПРК, які передбачають використання автономних навантажувачів складових кормів слід віднести: тягові, зчіпні, швидкісні та гальмівні властивості протягання

вальців, габаритні розміри, кінематичні і силові характеристики та інші. У перспективі детальний аналіз показників експлуатаційних властивостей ЗПРК, які виконують стаціонарні операції, дозволить отримати дані для проведення комплексної технічної оцінки їх споживчих якостей. Щодо показників надійності ЗПРК, які представлені в [1], споживач може отримати інформацію лише про те, що відмічена певна кількість відмов. Разом з тим, для споживача доцільно було б володіти інформацією не лише про відповідність функціонування ЗПРК зоотехнічним вимогам, але й інформацією про комплексні та одиничні показники надійності, якими повинен характеризуватись об'єкт дослідження. До них відносяться:

а) комплексні показники:

- коефіцієнт готовності машини;
- коефіцієнт технічного використання;

б) одиничні показники:

- термін служби;
- напрацювання на відмову, год., (I, II або III група складності);
- час відновлення працездатності, год., (I, II або III група складності).

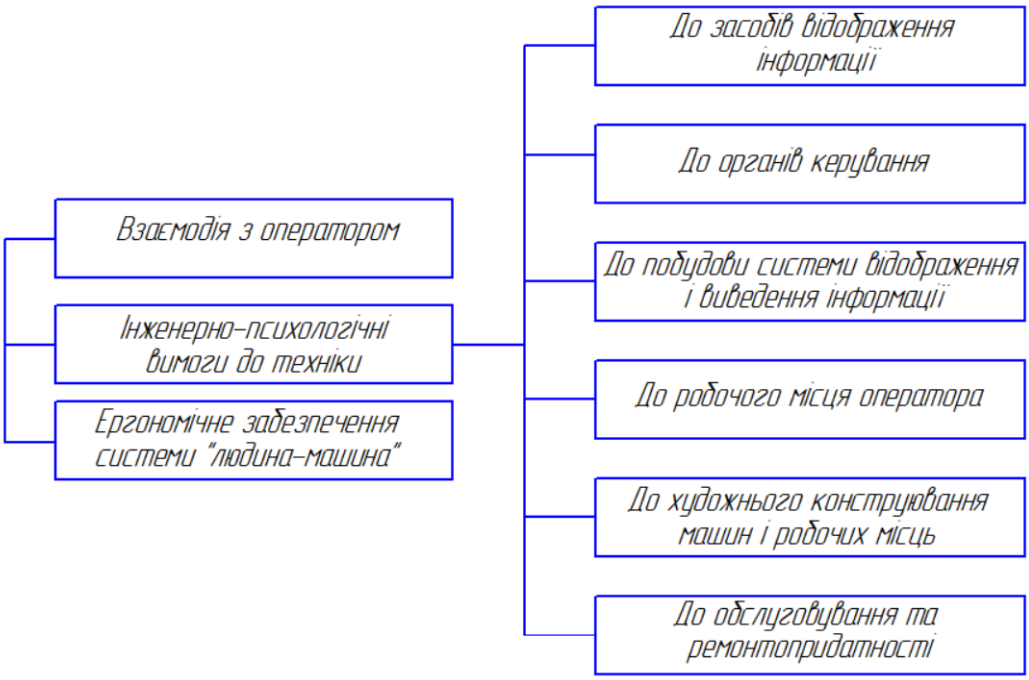


Рис. 2. Складова споживчих якостей ЗПРК взаємодії машини з оператором.

Структурний аналіз взаємозв'язків між експлуатаційними властивостями ЗПРК і споживчою якістю послуг дозволяє виявити цілий ряд властивостей, які не розглянуті в ні в нормативно-технічній ні в довідковій літературі. Важливим є аналіз відповідності вимог

ЗПРК інженерно-психологічним вимогам (ІПВ) до машин, включаючи вимоги: до засобів відображення інформації; до органів керування; до побудови системи відображення і виведення інформації; до робочого місця оператора; до художнього конструювання машин і робочих місць; до обслуговування та ремонтопридатності. На рис. 2 представлена складова споживчих якостей ЗПРК взаємодії машини з оператором, яка включає інженерно-психологічні вимоги.

Представлені ІПВ вимоги є визначальними для операторів-експлуатаційників та операторів, які займається технічним обслуговуванням та ремонтом вказаних машин. Особливо важливим є врахування ІПВ для дослідження ЗПРК як складних технічних систем «Людина-Машина» та «Людина-Машина-Середовище».

Виходячи з представленого, для технічної оцінки споживчих якостей ЗПРК доцільно використовувати представлені критерії, які повинні характеризувати як якісні так і кількісні показники.

Висновок. Зазначений підхід може бути застосований в разі необхідності зіставлення експлуатаційної ефективності ЗПРК, які мають відмінності конструктивного виконання. Важливими і актуальними в напрямі забезпечення споживчих якостей, включаючи експлуатаційну надійність, могли б бути дослідження відповідності ЗПРК різних конструкцій детальному дослідженню інженерно-психологічним вимогам до машин.

Список літератури

1. *Басін В. С.* Надійність – це не тільки ймовірність безвідмовної роботи. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків. 2009. Вип. 80. С. 305–309.
2. *Бойко А. І., Новицький А. В.* Сучасні проблеми забезпечення надійності машин для приготування і роздавання кормів. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків. 2010. Вип. 100. С. 119–126.
3. *Болтянська Н. І.* Забезпечення високоефективного функціонування технологічного процесу приготування і роздавання кормів у тваринництві. Праці Таврійської державного агротехнічного університету. Мелітополь. 2014. Вип. 4. Том 1. С. 16–22.
4. *Голякевич С. А., Гороновский А. Р.* Комплексная техническая оценка потребительских качеств лесных машин. Труды БГТУ. № 2. Лесная и деревообрабатывающая промышленность. 2015. С. 67–70.
5. *Дяченко В. Ю., Карпусенко О. В.* Оцінювання ергономічних показників якості сільськогосподарських машин. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків. 2009. Вип. 80. С. 233–237.
6. *Извеков Е. А.* Оценка качества работы кормоприготовительных агрегатов и пути совершенствования их конструкции. Вестник Воронежского государственного аграрного университета. 2014. № 4 (43). С. 98–103.
7. *Инструкция* по эксплуатации SILOKING TrailedLine. 80 с.

8. *Инструкция* по эксплуатации. Техника для кормления SILOKING. 73 с.
9. *Карабинеш С. С.* Дефекты. Повреждения деталей. Методы их определения. Германия. Берлін. Саабрюкен. 2013. 89 с.
10. *Костенко В., Заболотько О., Хмельовський В.* Ефективність використання комбінованих транспортно-технологічних засобів для годівлі ВРХ. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2015. Вип. 212/2. С. 115–122.
11. *Новицький А. В.* Оцінка надійності засобів для приготування і роздавання кормів в залежності від умов і режимів їх експлуатації. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2015. Вип. 212, ч. 1. С. 141–147.
12. *Кравчука В. І., Мельника Ю. Ф.* Посібник. Машини для тваринництва та птахівництва. Дослідницьке. 2009. 207 с.
13. *Роговський І. Л.* Нормативність оцінки технічного рівня сільськогосподарських машин. Праці Таврійської державного агротехнічного університету. Мелітополь. 2012. Вип. 2, т. 3. С. 120–130.
14. *Смеситель*-кормораздатчик «Cormorant». Руководство по эксплуатации и каталог запасных частей. 43 с.
15. *Ломова Б. Ф. Справочник* по инженерной психологии. Москва. Машиностроение. 1982. 368 с.
16. *Тітова Л. Л.*, *Роговський І. Л.* Вагомість критеріїв при визначені технічного рівня МЕЗ в системі технічного обслуговування. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків. 2013. Вип. 134. С. 282–286.

References

1. *Basin, V. S.* (2009). Reliability is not only the probability of failure. Bulletin of Kharkov National Technical University of Agriculture named Peter Vasilenko. Kharkov. Vol. 80. 305–309.
2. *Boyko, A. I., Novitskiy, A. V.* (2010). Modern problems of reliability of machines for the preparation and distribution of feed. Bulletin of Kharkov National Technical University of Agriculture named Peter Vasilenko. Kharkov. Vol. 100. 119–126.
3. *Boltyanskaya, N. I.* (2014). Ensuring effective functioning of the technological process of preparation and distribution of fodder. Labor Tavria State Agrotechnical University. Melitopol. Vol. 4. T. 1. 16–22.
4. *Golyakevich, S. A., Voronovski, A. G.* (2015). Comprehensive technical assessment of consumer qualities of forest machines. The Works of BGTU. No 2. The forest and timber industry. 67–70.
5. *Dyachenko, V. Y., Karpushenko, A. V.* (2009). Assessment of the ergonomic quality of agricultural machines. Bulletin of Kharkov National Technical University of Agriculture named Peter Vasilenko. Kharkov. Vol. 80. 233–237.
6. *Izvekov, E. A.* (2014). Evaluation of the quality of work cosmoproletar units and ways to improve their design. Herald of the Voronezh state agrarian University. No 4 (43). 98–103.
7. *Operating* instructions SILOKING TrailedLine. 80.
8. *Instruction* manual. Feeding technique SILOKING. 73.
9. *Carabinesh, S. S.* (2013). Defects. Details of the damage. Methods of their determination. Germany. Berlin. Saabrucken. 89.
10. *Kostenko V., Zabolotko A., Chmielewski V.* (2015). Efficiency of combined transport-technological means for feeding of cattle. Scientific Herald of National

University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kiev. Vol. 212/2. 115–122.
11. *Novitsky, A. V.* (2015). Assessment of the reliability of funds for the preparation and distribution of feed, depending on conditions and modes of operation. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kiev. Vol. 212, part 1. 141–147.
12. *Kravchuk, I. V., Melnik, Y. F.* (2009). Allowance. Machine for livestock and poultry. Research. 207.
13. *Rogovski, I. L.* (2012). Normativity of assessing the technical level of agricultural machinery. Labour Tavria State Agrotechnical University. Melitopol. Vol. 2. T. 3. 120–130.
14. *Mixer-feeder* "Cormorant". Instruction manual and spare parts catalog. 43.
15. *Lomov B. F.* (1982). Handbook of engineering psychology. Moscow. Engineering. 368.
16. *Titova, L. L., Rogovski, I. L.* (2013). Weight criteria in determining the technical level of the MEUSE in the maintenance system. Bulletin of Kharkov national technical University of agriculture named Peter Vasilenko. Kharkov. Vol. 134. 282–286.

ТЕХНИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ПОТРЕБИТЕЛЬСКИХ КАЧЕСТВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

А. В. Новицкий, Ю. А. Новицкий

Аннотация. *Рассмотрено влияние эксплуатационных свойств на потребительские качества сельскохозяйственных машин: производительность, экономичность и эксплуатационную надежность. Проанализированы критерии оценки эксплуатационных потребительских качеств сельскохозяйственных машин. Они описываются физическими величинами времени и работы: длительностью холостых и рабочих ходов на операциях, времени простоев и работы, величинами эффективной и неэффективной работ.*

На основе данных величин предложено рассмотреть методологию оценки потребительских качеств средств для приготовления и раздачи кормов. Количество и наименование показателей, используемых для оценки качества конкретных машин зависит от их типа и назначения. Декларируемыми показателями использования средств для приготовления и раздачи кормов являются: показатели назначения, показатели надежности, показатели качества работы, эксплуатационные показатели испытания.

Важным является анализ соответствия требований представленных машин инженерно-психологическим требованиям, включая требования: к средствам отображения информации; органам управления; к построению системы отображения и вывода информации; к рабочему месту оператора; к художественному конструированию машин и рабочих мест; к обслуживанию и ремонтопригодности.

Для потребителя целесообразно владеть информацией о комплексных и единичных показателях надежности: коэффициенту готовности машины, коэффициенту технического использования, сроку службы, ресурсу, наработке на отказ, времени восстановления работоспособности. Их реализация зависит от условий эксплуатации и квалификации оператора, от системы технического обслуживания и ремонта.

Ключевые слова: ***потребительские качества, надежность, эксплуатационные показатели, машина, человек-оператор***

TECHNICAL EVALUATION OF CONSUMER QUALITY OF AGRICULTURAL TECHNOLOGY

A. V. Novitskiy, Yu. A. Novitskiy

Abstract. *The influence of operational properties on the consumer qualities of agricultural machines is considered: productivity, economy and operational reliability. The criteria of estimation of operational consumer qualities of agricultural machines are analysed. They are described by the physical quantities of time and work: the duration of idle and workflows in operations, sometimes downtime and work, the magnitude of effective and inefficient work.*

On the basis of these values it is proposed to consider a methodology for assessing the quality of the means for the preparation and distribution of feed. The number and name of the indicators used to evaluate the quality of specific machines depends on their type and purpose. The declared indicators of the use of means for the preparation and distribution of feed are: indicators of purpose, reliability indicators, performance indicators, performance indicators of the test.

It is important to analyse the compliance of the requirements of the machines submitted to the engineering and psychological requirements, including requirements: to the means of displaying information; to the control bodies; before construction of the system of display and output information; to the workplace of the operator; to artistic design of machines and workplaces; before servicing and maintenance.

For the consumer, it would be advisable to have information not only about the conformity of the machines to the requirements of zoo technical requirements, but also information on complex and unit reliability indicators: the machine readiness coefficient, the coefficient of technical use, service life, resource, failure time, recovery time. Their implementation depends on the conditions of operation and qualification of the operator, the system of maintenance and repair.

Key words: ***consumer quality, reliability, performance indicators, machine, human operator***

УДК 631.3.06:510.8:602

MODELING OF PROCESS OF SEEDING SMALL-SEEDED CROPS TILLAGE SOWING UNIT FOR CALCULATION OF BAND DISPERSION

T. V. Gaidai
State Scientific Institution «Ukrainian Research Institute of Forecasting and Testing of Machinery and Technologies for Agricultural Production named after Leonid Pogorelyi»
e-mail: ndipvt@ukr.net

Abstract. *Important is to ensure uniform distribution of seeds on the soil surface tillage-sowing unit with the optimization of the design parameters of the lens. Less studied is the analysis of mathematical models of block modeling of the process of seeding with the use of tracesthe of the dispenser to calculate the necessary (out of sight minimize the cost of process material) of the band dispersion of seeds of green manure and optimization of parameters of technological process of seeding to achieve a given seeding rate. The article presents the model of the process of seeding small-seeded crops tillage sowing unit, which allows to calculate the largest distance of the Bouncing of seeds from the point of impact on the plate plate with the aim of ensuring the reduction of consumption of seed at sowing. In this case, as the optimized parameters considering the speed of VC exit of the VAS deferens before the collision with the disc, disc dispenser, and also important for the formation of density distribution of the seeds on the ground the position of the plate feeder: Nd – height of the dispenser above the ground and β – the inclination angle of the plate dissipation. Optimized parameters of karakteriziraju functioning of the system determining the dynamics of the process directly involved in the dispersal of seeds on the soil surface.*

Key words: ***uniform distribution, tarelchatyj lens, small-seeded crops, band dispersion***

Introduction. To ensure agronomic requirements of sowing small-seeded green manure crops requires a more precise analysis defines a uniform distribution of seeds on the area of the field that the result should provide reduction of consumption at sowing.

Formulation of problem. It is necessary to calculate the bandwidth of seeding when moving tillage sowing unit in the form of the MTA, identifying the largest distance of the bounce of the seed when dropped on the plate dissipation.

© T. V. Gaidai, 2017

Analysis of recent research results. Given that the exit tube of the VAS deferens is directed downwards (angle φ close to 0), it can be assumed that in General case the distribution of seeds in the cross section at the outlet is normal, and in the limit (φ = 0) is uniform and the seeds will fall on the plate of the plate dispenser with the speed of a beam of seed V_C.

To study the movement of seed will introduce a fixed rectangular coordinate system 0xyz (Fig. 1). Point 0 coincides with the position of the projection of the center of mass of the seeds to the ground plane at time t=0. Axes 0x and 0y is the horizontal (positive axis 0x directed back to the direction of motion of the HPA, and 0y axis perpendicular to the direction of movement HPA) axis 0z is the vertical (positive axis pointing up).

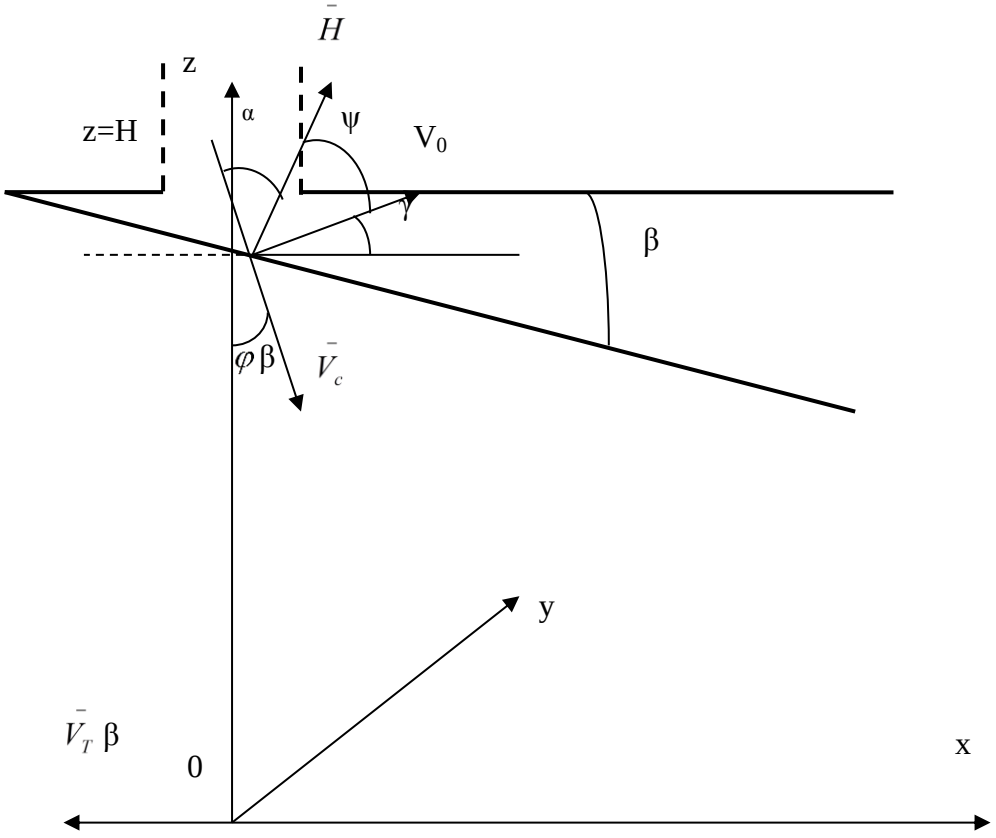


Fig. 1. Layout of elements trenchstop of the lens in the coordinate system Oxyz.

Purpose of research. To determine the size of the band dispersion of finely seeds of seed crops taking into account air resistance, we will use the method of calculations presented in [1] Busankevin G. M. and are based on formulas of the theory of impact [2, 3]. In [1] States that "...to determine the parameters of the reflection taking into account the actual shape of the seeds in an analytical way is practically impossible". Therefore, "...first, we study the motion law of

seeds during their free fall, then taking into account the resistance of the medium under the action of a vertically directed initial velocity – the law of reflection seeds..."

Results of research. In the derivation of the formulas for the calculations will take into account: the speed V_C of the seeds falling on the plate from the VAS deferens at an angle φ to the vertical axis 0z (i.e., the output angle of the seeds of the VAS deferens), the tilt angle of the disc plates to the surface of the earth β, speed seed, MTA - V_T, the angle of rebound θ seeds in a horizontal plane x0y regarding the direction of MTA, as well as the height Nd installation disc dispenser above the surface of the field.

Determine the initial speed V_0, purchased seeds after impact with the plate. When determining speed V_0 is taken into account the recovery factor *k*, which characterizes [2, 3] the loss of mechanical energy of the seed at the impact on permanent deformation, oscillation, heat, etc. and is determined experimentally.

Given the inclination of plate dissipation β and angle of exit of the seed from the seed tube of φ, the angle of incidence α formed by the velocity vector of the center of mass of the seed $\overline{V}_c$ and the normal to the surface of the plate, will be equal to $\alpha = \beta + \varphi$. Then, according to the theory of impact [3], the initial velocity of the reflected from the plate of seed dispersion will be calculated according to the formula:

$$V_0 = \frac{k \cdot V_c \cdot cos\alpha}{cos\,\psi}, \quad (1)$$

where the angle ψ, called the angle of reflection is the angle between the velocity vector $\overline{V}_0$ and the normal to the plate at the point of falling on her seed. The angles of incidence and reflection are the following dependencies $tg\psi = \frac{1}{k} \cdot tg\alpha$ and since $k < 1$, $tg\psi > tg\alpha$. Whence it follows that the angle of reflection greater than the angle of incidence $\psi > \alpha$.

Note that the angle between the vector initial velocity $\overline{V}_0$ and the axis Ox, parallel to the ground surface, equal to $= {}^{\pi}/_{2} - (\beta + \psi)$. Excluding air resistance seeds from a height Nd will move on the ground according to the equations:

$$x = V_0 \cdot t \cdot cos\gamma,\ z = V_0 \cdot t \cdot sin\gamma - \frac{g \cdot t^2}{2} + N_d, \quad (2)$$

where *t* – the travel time. Where, except in *t*, we will obtain the equation of motion of the seed in the form of:

$$z = x \cdot tg\gamma - \frac{g \cdot x^2}{2 \cdot {V_0}^2 \cdot cos^2\gamma} + N_d. \quad (3)$$

To determine the range of seed (3) at z = 0 we obtain the equation:

$$\frac{g \cdot x^2}{2 \cdot {V_0}^2 \cdot cos^2\gamma} - \cdot\, tg\gamma - N_d = 0, \quad (4)$$

deciding which *x* computed relative x_{had} – the amount of Bouncing of seeds from the point of impact on plate plate without taking into account the force of air resistance:

$$x_{had} = \frac{V_0 \cdot cos\gamma \cdot \left(V_0 \cdot sin\gamma + \sqrt{{V_0}^2 \cdot sin^2\gamma + 2 \cdot g \cdot N_d} \right)}{g}. \quad (5)$$

Before the square root sign is taken to avoid negative values of dispersion. From (2) and (5) determine the time of contact of the seeds on the ground from a height N_d:

$$t_{\text{had}} = \frac{V_0 \cdot sin\gamma + \sqrt{{V_0}^2 \cdot sin^2\gamma + 2 \cdot g \cdot N_d}}{g}. \quad (6)$$

The speed V_C at the output of the VAS deferens determined by the condition of free movement of seeds (neglect the friction of seeds on the wall of the VAS deferens) at an inclination angle φ of the VAS deferens about a vertical axis with height $H_{\text{ва}}$ – output of seeds from the seed hopper to fall into the disc dispenser and with an initial speed specified by vozduhonagrevatele at the outlet of the seed hopper $V_{\text{вн}}$ by the formula:

$$\text{V}_\text{c} = \sqrt{V_{\text{вн}}^2 \cdot \cos^2 \varphi + 2 \cdot g \cdot H_{\text{ва}}}. \quad (7)$$

Important for the formation of density distribution of the seeds in the soil are the parameters of the position of disc feeder: N_d - height of the dispenser above the ground and β – the inclination angle of the plate dissipation.

Define the contours of the region of maximum dispersion of the seed, using the formula (1), (5) where V_0 is calculated taking into account the value V_c from (7) and taking into account the change in the angle of inclination of the plane of the disc dispenser of β when the bounce of the seeds to the sides at angles θ in the horizontal plane *xOy*, great zero 0°, i.e., in a hand different from the main direction of movement of the GPA.

Let in this system the x, y – coordinate values of the seeds in the horizontal plane *xOy* bounced off of the plate of the dispenser at an angle θ, β_θ – angle dispersion plate relative to the horizontal plane for these seeds. The measure of the angle β_θ determined by the formula:

$$\beta_\theta = arctg(cos\,\theta \cdot tg\beta), \quad (8)$$

which, if $\theta = 0^o$ gives: $\beta_\theta = \beta$, but if $\theta = \pm 90^\text{o}$: $\beta_\theta = 0$.

Thus, to determine the boundaries of the area of seed dispersion it is necessary to use formula (5), for which the angles α, ψ and γ are calculated with (8):

$$\alpha = \beta_\theta + \varphi,\ \psi = arctg(\tfrac{1}{k} \cdot tg(\beta_\theta + \varphi)),\ \gamma = {}^{\pi}/_{2} - (\beta_\theta + \psi). \quad (9)$$

Consider now the calculation in the presence of forces of air resistance. Let *m* – be the mass of seed, x, y, z – current coordinates of its center of mass, $\overline{R} = (R_x, R_y, R_z)$ is the force vector of air resistance,

$\overline{V} = (V_x, V_y, V_z) = (\dot{x}, \dot{y}, \dot{z})$ is the velocity vector of the center of mass of the seeds. The velocity vector $\overline{V}$ is collinear to the vector $\overline{R}$ and oppositely directed. The force R depends on the velocity: *R=m·g·f(V)*, where the function f*f(V)≥0*, monotonically increasing, and f(0)=0.

Seeds act the force of its own weight and the force of air resistance. The equations of motion of the seed in this case have the form [4, 5]:

$$m\frac{d^2x}{dt^2} = R_x \quad m\frac{d^2y}{dt^2} = R_y, \qquad m\frac{d^2z}{dt^2} = R_z - mg. \tag{10}$$

Because of the collinearity of vectors $\overline{V}$ and $\overline{R}$ you can record $R_x = \chi\frac{dx}{dt}$, $R_y = \chi\frac{dy}{dt}$, $R_z = \chi\frac{dz}{dt}$, where χ – dimensionless coefficient: χ = *const.* Substituting values R_x and R_y in equation (10), we obtain $m\frac{d^2x}{dt^2} = \chi\frac{dx}{dt}$, $m\frac{d^2y}{dt^2} = \chi\frac{dy}{dt}$, therefore, $\frac{d^2x}{dt^2}/\frac{dx}{dt} = k/m$, $\frac{d^2y}{dt^2}/\frac{dy}{dt} = k/m$, where $\frac{d^2x}{dt^2}/\frac{dx}{dt} = \frac{d^2y}{dt^2}/\frac{dy}{dt}$, or

$$\frac{1}{\dot{x}}\cdot\frac{d\dot{x}}{dt} = \frac{1}{\dot{y}}\cdot\frac{d\dot{y}}{dt}. \tag{11}$$

Integrating the expression (7), we obtain the expression $y = C_1x + C_2$, which is the equation of the plane and can be represented in parametric form:

$$x = t, \quad y = C_1 \cdot t + C_2. \tag{12}$$

The system of equations (4) due to the initial conditions $y_{t=0} = 0$ gives the General solution $y = 0$, whence, summing up, it follows that the seeds move in the plane xOz for any *y*, i.e., their trajectories in flight to the ground are flat curves.

In [1] in sufficient detail lays down the General case, which defines the form of the equation of motion of the center of mass of the scattered groups of seeds. Therefore, we give only the formulae needed for the explanation of the view of the strip dispersion in our case.

In practice, the speed of seeding MTA is in the range of 8.0 to 12.0 km/h. This corresponds to a 0.6 – 3.3 m/s And the speed of vozduhonagrevatelja ranges up to 12 m/s [1] know what has been found experimentally, at speeds of 10-12 m/s grain air resistance is directly proportional to its speed, i.e.

$$f(V) = \lambda \cdot V.$$

Using obtained in [1] formulas for the General case and applying the quadratic approximation to some complex expressions and functions, get the equation of the trajectory of the seed when the above-mentioned linear law of variation of the force of air resistance $f(V) = \lambda \cdot V$. Turns out that with accuracy up to infinitesimals of the third order, it will be recorded, with the selected (Fig. 1) coordinate system, as follows:

$$z = x \cdot \frac{V_{z0}}{V_{x0}} - \frac{g \cdot x^2}{2 \cdot {V_{x0}}^2} + H_д, \tag{13}$$

where $V_{x0} = V_0 \cdot cos\gamma, V_{z0} = V_0 \cdot sin\gamma$ – it is a projection vector of the initial velocity V_0 along the axes Ox and Oz, respectively. That is, received a formula similar to expression (3). The abscissa of the point of impact x_{had} and fall time t_{had} will be determined by appropriate formulas (5) and (6). The angle of incidence of the seed on the ground will be determined by the formula:

$$arctg\ \dot{z}\ |_{x=x_{\text{had}}} = arctg\left(\sqrt{V_{z0}^2 + 2gN_d}/V_{x0}\right), \qquad (14)$$

which makes it possible to determine the direction of the bounce of the seed when dropped on the ground.

Conclusions. The definition of a model of the process of seeding small-seeded crops tillage sowing unit for calculation of the band dispersion allows one to calculate the largest distance of the bouncing of seeds from the point of impact on the poppet plate, with the speed of seed reflected from the plate of the diffuser.

References

1. *Bushenkov, G. M., Ma, S. A.* (1976). Machine for planting agricultural crops. Moscow. Engineering. 270.
2. *Yablonsky, A. A.* (1966). Course of theoretical mechanics. Part 2. Moscow. High school. 411.
3. *Targ, S. M.* (1986). Short course of theoretical mechanics. Moscow. High school. 416.
4. *Kamke, E.* (1966). Handbook on differential equations of the first order. Moscow. Nauka. 380.
5. *Stepanov, V. V.* (1953). Course in differential equations. Moscow. Technical-theoretical literature. 270.

Список літератури

1. *Бузенков Г. М., Ма С. А.* Машины для посева сельскохозяйственных культур. Москва. Машиностроение. 1976. 270 с.
2. *Яблонский А. А.* Курс теоретической механики. Часть 2. Москва. Высшая школа. 1966. 411 с.
3. *Тарг С. М.* Краткий курс теоретической механики. Москва. Высшая школа. 1986. 416 с.
4. *Камке Э.* Справочник по дифференциальным уравнениям в частных производных первого порядка. Москва. Наука. 1966. 380 с.
5. *Степанов В. В.* Курс дифференциальных уравнений. Москва. Технико-теоретическая литература. 1953. 270 с.

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ВИСІВУ ДРІБНОНАСІННЕВИХ КУЛЬТУР ГРУНТООБРОБНИМ ПОСІВНИМ АГРЕГАТОМ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ СМУГИ РОЗСІЮВАННЯ

Т. В. Гайдай

Анотація. *Актуальним є забезпечення рівномірності розподілу насіння по поверхні грунту грунтообробним посівним агрегатом з допомогою оптимізації конструктивних параметрів*

розсіювачів. Менш досліджуваними є питання аналізу математичної моделі блоку моделювання процесу висіву із застосуванням тарелчастого дозатора для розрахунку необхідної (з уваги мінімізації витрат технологічного матеріалу) смуги розсіювання насіння сидератів та оптимізації параметрів технологічного процесу посіву для досягнення заданої норми висіву. У статті представлена модель процесу висіву дрібнонасіннєвих культур грунтообробних посівним агрегатом, що дозволяє розрахувати найбільший за відстанню відскік насіння від точки удару по тарельчатой пластині з метою забезпечення зниження витрати насіння при посіві. В даному випадку в якості оптимізуємих параметрів розглядаємо швидкість V_c виходу з семяпровода до зіткнення з платівкою тарілчастого дозатора, а також важливі для формування щільності розподілу насіння на грунті параметри положення тарілчастого дозатора: $H_д$ – висота розміщення дозатора над грунтом і β – кут нахилу пластинки розсіювання. Оптимизуємі параметри характеризують функціонування системи, що визначають динаміку процесу, що безпосередньо здійснює розсіювання насіння по поверхні грунту.

Ключові слова: ***рівномірний розподіл, тарілчатий розсіювач, дрібнонасіневі культури, смуга розсіювання***

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ВЫСЕВА МЕЛКОСЕМЕННЫХ КУЛЬТУР ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИМ ПОСЕВНЫМ АГРЕГАТОМ ДЛЯ РАСЧЕТА ПОЛОСЫ РАССЕИВАНИЯ

Т. В. Гайдай

Аннотация. *Актуальным является обеспечение равномерности распределения семян по поверхности почвы почвообрабатывающе-посевным агрегатом с помощью оптимизации конструктивных параметров рассеивателей. Менее исследуемыми есть вопросы анализа математической модели блока моделирования процесса высева с применением тарелчастого дозатора для расчета необходимой (из виду минимизации затрат технологического материала) полосы рассеивания семян сидератов и оптимизации параметров технологического процесса посева для достижения заданной нормы высева. В статье представлена модель процесса высева мелкосеменных культур почвообрабатывающим посевным агрегатом, позволяющая рассчитать наибольший по расстоянию отскок семян от точки удара по тарельчатой пластине с целью обеспечения снижения расхода семян при посеве. В данном случае в качестве оптимизируемых параметров рассматриваем скорость V_c выхода из семяпровода до столкновения с пластинкой*

тарельчатого дозатора, а также важные для формирования плотности распределения семян на грунте параметры положения тарельчатого дозатора: $H_д$ – высота размещения дозатора над грунтом и β – угол наклона пластинки рассеивания. Оптимизируемые параметры характеризируют функционирование системы, определяющие динамику процесса, непосредственно осуществляющего рассеивание семян по поверхности грунта.

Ключевые слова: ***равномерное распределение, тарелчастый рассеиватель, мелкосеменные культуры, полоса рассеивания***

УДК 631.23.002

METHODOLOGICAL REQUIREMENTS TO TEST SET OF MACHINES FOR POULTRY

V. I. Rebenko, I. L. Rogovski
National University of Life and Environmental Sciences of Ukrainee-e-mail: vicnb@ukr.net

Abstract. *The article summarizes the existing domestic, European and North American methodological requirements to test a set of machines for poultry. Characterized that the method of comparing the values of indicators in the subject of complex regulatory requirements and with relevant indicators for complex analog.*

It is also established that the results of mathematical processing of measurement data used for comparison with the required values of technical specifications with the state acceptance tests (technical terms, if state periodic testing) for a decision on the conformity of the test complex technical requirements to technical specifications). There are two possible cases. Also, for comparison of parameters obtained in the prototype testing of complex equipment and complex analog calculate the significance of differences in means.

Recommendations from the results of testing complex take on the basis of results of comparison of values of indicators of the test of complex equipment technical requirements for supply, zootechnical requirements and values for complex analog.

Key words: ***methodology, requirement, test, complex, machine for poultry***

© V. I. Rebenko, I. L. Rogovski, 2017

тарельчатого дозатора, а также важные для формирования плотности распределения семян на грунте параметры положения тарельчатого дозатора: $H_д$ – высота размещения дозатора над грунтом и β – угол наклона пластинки рассеивания. Оптимизируемые параметры характеризируют функционирование системы, определяющие динамику процесса, непосредственно осуществляющего рассеивание семян по поверхности грунта.

Ключевые слова: ***равномерное распределение, тарелчастый рассеиватель, мелкосеменные культуры, полоса рассеивания***

УДК 631.23.002

METHODOLOGICAL REQUIREMENTS TO TEST SET OF MACHINES FOR POULTRY

V. I. Rebenko, I. L. Rogovski
National University of Life and Environmental Sciences of Ukrainee-e-mail: vicnb@ukr.net

Abstract. *The article summarizes the existing domestic, European and North American methodological requirements to test a set of machines for poultry. Characterized that the method of comparing the values of indicators in the subject of complex regulatory requirements and with relevant indicators for complex analog.*

It is also established that the results of mathematical processing of measurement data used for comparison with the required values of technical specifications with the state acceptance tests (technical terms, if state periodic testing) for a decision on the conformity of the test complex technical requirements to technical specifications). There are two possible cases. Also, for comparison of parameters obtained in the prototype testing of complex equipment and complex analog calculate the significance of differences in means.

Recommendations from the results of testing complex take on the basis of results of comparison of values of indicators of the test of complex equipment technical requirements for supply, zootechnical requirements and values for complex analog.

Key words: ***methodology, requirement, test, complex, machine for poultry***

© V. I. Rebenko, I. L. Rogovski, 2017

Introduction. Poultry – efficient agribusiness. For every 10 years egg production is growing by 30-44%, and poultry meat doubles every 20 years [1].

Formulation of problem. The main reasons for this growth is the increase in population on the planet and the composition and properties of poultry products that contain the most complete proteins and besides, is the least costly in comparison with products from other livestock industries [2]. The number of birds, on January 1, 2017, mln – 201,7. The share of poultry in agricultural enterprises – 57%, in the private sector – 43% [3]. Production of poultry meat, thousand tons – 1165 (26 kg/year*person). The production of eggs from poultry, mln – 15100,4 (332 PCs/m*person). Profitability of egg production and 50±5%, meat without processing – -9±1%, with prom. processing – 15±3% [4]. However, the scientific community on mechanization provnice not formulated methodological requirements to test a set of machines for poultry [5].

Analysis of recent research results. These requirements apply to systems machines and equipment for outdoor and cage birds. Requirements set the typical program and methods of definition of indicators of quality assessment at state acceptance the state of periodic and preliminary tests of machines and equipment for outdoor and cage birds (further – facilities), which include the following technological lines [6-10]:

- feeding,
- watering,
- removal of litter,
- the collection of eggs
- creation of a microclimate,
- loading and unloading poultry.

In trials of specific complexes on the basis of this standard mashinobudivel organizations are working programs and methods, which after certification says the head of the test organization. All work on preparation and testing of the complex is carried out according to work programmes which should be specified the objectives, conditions and modes of testing, the range of defined targets and the methods of their determination. In the program of state acceptance tests should include examination of technical documentation according to the requirements of state and industry standards, and other regulatory-technical documentation. Tests carried out under conditions established by normative-technical documentation for this type of complexes.

State acceptance tests of the samples subjected to newly developed complexes, which may consist of [11]:

- test machines and equipment,

• prototypes and production machines and equipment,

• production vehicles and equipment, compiled in the experimental complexes.

State acceptance tests of the experimental complexes was performed to determine compliance with technical requirements, standard technical documentation and determine the possibility of production of complex on production [12]. State acceptance testing should include the determination of indicators, specified in the technical assignment for the development of the complex. Recommendations on the feasibility of production of experimental complexes take based on the results of comparative research complexes with the regulations stipulated in the technical specifications [13].

The state is subjected to periodic tests of serial samples of the complexes. State periodic tests are conducted to assess compliance with complex standards and specifications. Recommendations on expediency of the further production (delivery) production complex take on the basis of the results of the comparison of its performance with the specifications and requirements of existing standards and the results of previous tests.

Previous test subjects of experimental and prototypes of systems. Preliminary tests of the experimental complexes was performed to determine compliance with the requirements of technical specifications, standards and technical documentation and the decision of a question on possibility of representation of a complex state acceptance tests. With a set that are received on preliminary tests, must be submitted to the technical documentation in accordance with the requirements for prototypes. Recommendations on the appropriateness of a research facility on state acceptance tests take on the basis of comparison of its quality indicators with the indicators stipulated in technical specifications.

Comparative test subjected to experimental complexes which do not have technical specifications for the development, and also a few imported samples of complexes. These tests are carried out in comparison with the complex-counterpart. As a counterpart for comparison, take the best, as a rule, the production patterns, and in certain cases prototypes [14].

Purpose of research is methodological requirements to test a set of machines for poultry.

The results of the research. In a comparative test conditions should be comparable for the test compound and the complex-equivalent. To clarify the comparability of compared indicators of conditions on the subject is complex and a complex analogue. With this aim in terms of the environment, have a quantitative description count absolute difference (Q_1) and the percentage difference (α):

$$Q_1 = q_1 - q_2, \quad (1)$$

where q_1 and q_2 – the value of the index on the subject and porwnywanie complexes, respectively.

$$\alpha \frac{Q_1}{q_2} \cdot 100\%. \quad (2)$$

The test conditions considered comparable if the values of the main indicators differ from each other by not more than 15 %.

Import complexes are experiencing the program of the state periodic testing to determine their conformity with the technical documentation specified in the terms of delivery.

For the evaluation of complexes is carried out the following tests:

• functional to evaluate the zootechnical, energy, and economic performance,

• safety tests for the assessment of ergonomic performance and security

• reliability testing for reliability assessment,

• indicators specifications for evaluation are not required to undertake the functional tests is determined by technical expertise.

Indicators organize controlled operational tests. If such tests have not achieved the prescribed period required time conducted bench, field or field tests. Testing facilities should be subject to the requirements of industry standards for typical technological processes in the poultry industry.

According to test results of a Protocol in the form set out in the industry. Protocol agreed with representatives of the developer (manufacturer), as well as a representative of the poultry enterprise (farms), where testing of the property.

Technical feature should be made based on the organization submitting the car for test, and the results of the examination of the structure. When conducting technical examination of the complex determine the parameters of the specifications shown in the technical reference for the development of the property, or in the technical specifications for the manufacture, performance and transportability (weight, overall dimensions in transport position).

The technological parameters (with the exception of the complexity of Assembly, installation and adjustment operations during installation of the complex on the site of application), indicators of standardization and unification, as well as aesthetic and patent law used to evaluate the quality level of the complexes, determined by the organization-developer, the submitting machine to the test. The indicators characterizing the composition and maintenance of the complex, having digital expression (type, brand, number of machinery and equipment included in the complex, the number of staff, management style), determined by visual assessment. Indicators technical specifications determined by technical

expertise. Indicators overall, the geometrical parameters of the complex as a whole and its component parts, is determined according to 26025. Measurements are performed by measuring means selected taking into account the manufacturing tolerances for the nominal values of the measured parameters.

The mass of the complex as a whole, the machinery, equipment and Assembly units is determined on the weight equipment.

The ground supplied to the test unassembled in the package, allowed to determine by calculation – by subtracting from the total mass of the complex with vehicles and packing weight of vehicles and packaging. The results of the observation process to determine measurement error, including methodological and instrumental.

For the preparation of the technical specifications use the information obtained during the technical expertise, as well as zootechnical, energy, operational-production performance and reliability.

In the examination of operational documents define its compliance with requirements for completeness, completeness to quality of performance. To assess the manufacturing quality of the tested sample it is checked for compliance with specifications and drawings.

Indicators of technical level of the complexes is determined by the results of the tests. The level of mechanization and automation is determined by the formula:

$$K_M = \frac{M_0}{M_0 + M_H} \cdot 100; \quad (2)$$

$$K_A = \frac{M_A}{M_A + M_{HA}} \cdot 100; \quad (3)$$

where K_M – the level of mechanization, %,

M_O – the amount of work performed by machines and units developments,

M_H – work scope semejante way in terms of achievements,

K_A – automation level, %,

M_A – the number of process operations subject to automation,

M_{HA} – the number of process operations are not exposed to automation.

Characterization of the complex as a whole take according economic accounting. The room of a typical project take on project-estimate documentation. The material of construction of the room is determined visually. Internal room dimensions measured by tape measure. Total area, area occupied by birds; the area of technological equipment, is determined by calculation by conventional methods.

Characteristic birds are taken from data of the economic and zootechnical accounting. The ratio of components in the feed take on the documents of the feed mill. The temperature of the water is determined by 70.31.1-84. Water hardness is determined according to 4151-72. The

iron content in the water is determined according to 4011-72. The chloride content in the water is determined according to 4245-72. Coli-index, coli-titer, the number of bacteria in the water is determined according to 18963-73. The characteristics of the litter is determined according to the 70.20.3 OST-83. Indoor climate is determined by 70.31.2-84. Parameters of the climatic conditions during the testing period prescribed for the nearest weather station.

Methods of definition of indicators of quality of performance of technological process. Indicators: egg production (cyclicity, uniformity and intensity of oviposition), the distribution of eggs by category average daily gain in live weight, total live weight gain, livestock safety, exit business melodiki, feed cost per hundredweight of live weight gain, feed cost per 1000 eggs, conformation defects, the nature of oviposition in the nest or outside the nest. and take according to economic accounting.

The stocking density of birds is determined by the ratio of the total poultry population to the square of the house occupied by birds (including aisles). The utilization of floor space is a fraction of the distribution area occupied by birds on the common area of the house.

The number of birds that were injured during the period of the tests determines viprobuval organization. Indicators of the quality of the process through the feed distributing (performance, loss of food distribution, loss of forage at boot, uniform feeding, uniform feeding, given the food consumption by birds in the process of distribution, separation of the feed, the deviation from the norm feeding on 1 m. (RM.) along the length of the feed line). The deviation from the issue and the uniformity of feeding, taking into account its consumption in the process of distributing determined without birds. The results of measurements made according to forms.

Loss (spillage) of feed when feeding a single young in each age period: 10, 20, 30 and 60 days, the hens two or three times during the test period. To capture the scattering of feed by the feeding pallets are used, the design of which corresponds to a design of the tested feeders. Used pallets must not change terms of reach, bird feed and to provide 100 % capture of feed losses.

The day of the determination of the loss of the feed tray installed in any of three convenient locations for work. Determine the mass of feed and poured into pre-cleaned feeders to the depth recommended in the passport and the user manual for the feeder (armorsmithing). After eating at least 80% of the specified feed determine the mass of residual feed in the feeders. Pallets are removed and choose all the particles of food that got him. Assembled pallets of food weighing. Feed waste when feeding is defined as the ratio of the weight of the feed scattered eating around the feeder, to the specified feed.

In addition to these losses, are the losses from feed eaten:

$$\text{РК}_\text{С} = \frac{Q_{K1}}{Q_{K2} - Q_{K3}} \cdot 100; \quad (4)$$

where PK_c is the loss of feed from feed eaten corporatation, %, Q_{K1}, Q_{K2}, Q_{K3} is the mass of the feed, actually lost, given, and remained in the trough.

The results of the analysis conclude that selective slavianie feed in the process of corporization. Contamination of feed with manure (litter) is determined by analysis of samples (minimum 1 kg) of feed taken from five different sections of feed line. Contamination of feed is determined by the formula:

$$P \frac{m_p}{m_\text{к}} \cdot 100; \quad (5)$$

where P – the contamination of feed, %, m_p – the mass of litter (litter) in NASc, g, m_k – the weight of the portion of the feed.

The level of filling of the feed troughs is determined after feeding before slavianie his birds at the beginning, middle and end of the segment. To exclude the possibility of Sliyanie feed in the process of distribution it is necessary to stop the birds access to the feed lines in the ground determining the level of the feed. The feed level (the height of the layer of food from bottom of trough) is determined with a ruler. Allowed determination of the level of filling feed troughs and the uniformity of distribution of food to pick up or drop off birds. The measurements were carried out in triplicates.

Useful capacity of the hopper determine after the termination of the receipt of the feed in the hopper. Loaded food is weighed. Calculate the useful capacity of the container by the formula:

$$V \frac{\sum_{i=1}^{i=n'} Q_i}{n' \cdot j} \cdot 100, \quad (6)$$

where *V* – useful hopper capacity, m^3, *Qi* – the mass of feed loaded in the hopper for one the experience, kg, *n′* – the number of experiments, j – loaded feed density, kg/m^3.

The convenience of access to poultry feed to visually determine and record whether, uncomfortable. Indicators of quality of performance of technological process of watering systems are easy to access birds to the drinkers, dripping water in drinking bowls, water pollution, the capacity of the valve mechanism. The mounting height of drinking bowls for panino grate or floor measure every 10 m of length of a drinker or in areas of least water in the drinking bowl, or every 10 mkrescue or npelra drinkers. Height measure with a ruler. The measurements were carried out in triplicates. The water level in a flowing non-automatic drinking bowls is determined at the beginning, middle and end of the line, and scrotally drinkers – every 10 drinkers. Measurements are performed with a ruler, in triplicates.

To determine the working volume of the trough filled with water at 20-30 mm below the level of its edges. The water is then decanted and, using a graduated cylinder, set its volume. The measurements were carried out in triplicates. The cost of water in water troughs is determined using a flowmeter. Indicators of quality of performance of technological process in equipment for removal of litter is determined by the efficiency and quality of removal of the litter. The thickness of litter layers on the surface of the collection determined using a caliper. The measurements are carried out not less than 10 points of the deck before soaking in the change of party birds or at the end of the test. The speed of movement of the working body posile mechanism is determined by the formula:

$$v = \frac{S}{t}, \quad (7)$$

where v – speed of movement of the working body posile mechanism, m/s, S – marked portion (at least 10-15 m), m, t – time of passage of the marked area, S.

The definition of performance equipment for the collection of eggs is carried out in the period of maximum egg production of hens and poultry stock is not less than 95 % of the number of seats.

Performance aizenberga conveyor is determined by the formula

$$RP=(g\cdot 3600)/t, \quad (8)$$

where RP – the performance aizenberga conveyor, PCs/h, g – the number of eggs collected by conveyor units, t – time aizenberga conveyor, sec.

While working aizenberga transporter will determine cronometragem by using the stopwatch. The speed aizenberga conveyor is determined similar to the method of determining the speed of the working body posile mechanism. The capacity of the storage table is determined by counting the number of eggs responding to the surface of the table. The experiments to determine the combat (damage) equipment of the eggs was carried out for 3 consecutive days three times during the test. Ovasapyan the subject of eggs at least 3 times a day (morning, afternoon and evening meetings). In each sample should be at least 400 eggs.

During the control of egg collection are selected by candling the eggs with the wet and dry fight. Establish the nature of the battle, leakage from the sharp end, in the middle, with a blunt end.

The venue of the eggs set on the basis of the nature of the battle of balls: in masonry is broken sharp or blunt end, while rolling or assembly – middle of the eggs.

Micrometer (0-25 mm) measure the thickness of the shell damaged eggs, which break off a piece of the shell, and remove shell pdxonline, using compression gives the shell a flat shape. The overall combat of the eggs in % is determined by the formula:

$$P_p = \frac{g \cdot 3600}{t}, \quad (8)$$

where P_p – the performance aizenberga conveyor, PCs/h, g – the number of eggs collected by conveyor units, t – time aizenberga conveyor, sec.

While working aizenberga Transporter will determine cronometragem by using the stopwatch.

The speed aizenberga conveyor is determined similar to the method of determining the speed of the working body posile mechanism.

The capacity of the storage table is determined by counting the number of eggs responding to the surface of the table.

The experiments to determine the combat (damage) equipment of the eggs was carried out for 3 consecutive days three times during the test. Ovasapyan the subject of eggs at least 3 times a day (morning, afternoon and evening meetings). In each sample should be at least 400 eggs.

During the control of egg collection are selected by candling the eggs with the wet and dry fight. Establish the nature of the battle, leakage from the sharp end, in the middle, with a blunt end.

The venue of the eggs set on the basis of the nature of the battle of balls: in masonry is broken sharp or blunt end, while rolling or Assembly – middle of the eggs.

Micrometer (0-25 mm) measure the thickness of the shell damaged eggs, which break off a piece of the shell, and remove shell pdxonline, using compression gives the shell a flat shape.

The overall combat of the eggs in % is determined by the formula:

$$B_{\text{о}} = \frac{w_b}{w} \cdot 100, \quad (9)$$

where B_0 – the overall combat eggs, %, w_b – number of broken eggs, pieces, w – the number of eggs viewed on the ovoscope.

The percentage of damaged eggs with normal shells (the thickness of the shell is more than 0.30 mm) is determined by the formula:

$$B_{\text{н}} = \frac{w_{\text{н}}}{w} \cdot 100, \quad (10)$$

where $B_{\text{н}}$ – the percentage of damaged eggs with normal shells, %, $w_{\text{н}}$ – the number of damaged eggs with normal shells, pieces, w – the number of eggs viewed on the ovoscope.

Of the total number of damaged eggs secrete a battle of eggs on the receiving device (elevator), ailesbury transporters in the cells by passing through areas that are checked, the equipment of the party with not less than 720 eggs, pre-checked for the ovoscope for damage, ensuring the normal density and structure of host eggs on the working bodies. The experiment is conducted three times during the test period, including the beginning and end of the test. Contamination of eggs determine when morning, afternoon and evening meeting. All

contaminated eggs are sorted according to the degree of contamination (weak, strong).

The number of eggs laid outside the nest when naplno the content of the bird, characterized by the ratio of the number of eggs laid outside the nests to the total number of eggs collected in the house during the day (expressed in percent). Experiments are performed for 3 days at maximum and average Eizenstat for the test period. The fullness of the rolling of eggs on the conveyor ailesbury defined as the ratio of the number of eggs that have sunk to jayasri Transporter to the total number of eggs collected, expressed as a percentage. Control and measurements of the egg that has not rolled, carried out visually at least 4 times during the day, providing a peaceful behavior of birds.

The lighting in the house is measured with a light meter. The measurements were carried out at the point of determining the temperature-humidity parameters of the room air. When determining indicators of quality of performance of technological process of installation to maintain the specified illumination mode and local (local) heating bird installed capacity of lighting lamps account for counting their number and total capacity. The type of light sources is determined visually by the number determined by direct counting. A heater for a given mode is determined by the time interval between the heater elements on and off. The uniformity of heating of air and the temperature deviation from the target is determined by measuring temperatures at 10 points on the diagonal at the level of the birds (approximately 5 cm). Measurements were carried out after 30 min for 3 h using a device of TET-2. The data obtained are subjected to mathematical processing. The uniformity of heating of air is characterized by coefficient of variation.

The performance of the equipment for loading and unloading live poultry is determined by taking into account the loaded and unloaded birds per unit time. The safety of livestock take according economic accounting. The method of comparing the values of indicators in the subject of complex regulatory requirements and with relevant indicators for complex analog. The results of mathematical processing of measurement data used for comparison with the required values of technical specifications with the state acceptance tests (technical terms, if state periodic testing) for a decision on the conformity of the test complex technical requirements to technical specifications). Thus, the following cases:

- known nominal value ($A_н$) of the parameter that is checked and tolerance (Δн) for this parameter: the complex meets the requirements of the normative documentation on this option if:

$$\widetilde{A} + \Delta \leq A_н + \frac{\Delta_н}{2}, \qquad (11)$$

$$\widetilde{A} - \Delta \geq A_н - \frac{\Delta_н}{2}, \quad (12)$$

- we know the value of ($A_н$) option, which is checked and no tolerance (Δн) for this parameter: the complex meets the regulatory requirements, if

$$\left|A_н - \widetilde{A}\right| \leq \Delta . \quad (13)$$

For comparison of parameters obtained in the prototype testing of complex equipment and complex analog calculate the significance of difference in means:

$$t\frac{|\bar{X}_1 - \bar{X}_2|}{\sqrt{\frac{\sigma_1^2}{n_1} + \frac{\sigma_2^2}{n_2}}} > t_{005,\nu}, \quad (14)$$

with the number of degrees of freedom

$$\nu \frac{(\frac{\sigma_1^2}{n_1} + \frac{\sigma_2^2}{n_2})^2}{\frac{(\frac{\sigma_1^2}{n_1})^2}{n_1+1} + \frac{(\frac{\sigma_2^2}{n_2})^2}{n_2+1}} - 2, \quad (15)$$

where $\bar{X}_1$ – the average value for the subject complex;

$\bar{X}_2$ – the average value of the indicator from the complex-counterpart;

σ_1^2 – dispersion of indicator in the subject is complex;

σ_2^2 – the variance of the indicator from the complex-counterpart;

n_1 – the number of measurements the subject is complex;

n_2 – the number of dimensions in complex-counterpart ($n_2 \cong n_1$);

n – critical value student's t test with a significance level 0,05 and v degrees of freedom.

The difference between the average values is significant, if the index t is greater than the value $t_{005,\nu}$.

Conclusions. If the value of the index t less than a value of $t_{005,\nu}$ and the difference between the means is insignificant, and the value of the index on the subject of the complex is taken to equal the corresponding indicator for the complex analog. According to test results, a summary table of the indicators stipulated in the technical specifications for the development of complex, technical terms are complex and carried out their analysis by comparing with standard or base values.

References

1. *J. Liua, M. Abdalbasit, A. Gasmallaa, P. Lia, R. Yang*. (2016). Enzyme-assisted extraction processing from oilseeds: Principle, processing and application // Innovative Food Science & Emerging Technologies. Vol. 35. 184–193.

2. *Th. A. McKeon, D. L. Brandon, X. He*. (2016). Improved method for extraction of castor seed for toxin determination. Biocatalysis and Agricultural Biotechnology. Vol. 5. 56–57.

3. *Novitsky A. V.* (2015). Assessment of the reliability of funds for the preparation and distribution of feed, depending on conditions and modes of operation // Scientific Bulletin of National University of life and environmental Sciences of Ukraine. Series: electronics and energetics, agriculture. Kiev. Vol. 212. 141–147.
4. Modern methods for the preparation and distribution of feed. Available at: http://www.propozitsiya.com.
5. *Verkhovna* Rada of Ukraine (1994). The Law of Ukraine "On ensuring the sanitary and epidemic well-being of the population", Vidomosti Verkhovnoi Rady Ukrainy. Vol. 27. 218.
6. *Ministry* of Health Protection of Ukraine (1996). Order "On Approval of State Sanitary Rules and Norms", available at: http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/z0488-96 (Accessed 16 Jan 2017).
7. *Lukin V. A.* (2011). Novye sanitarnye normy i pravila: pervye vpechatlenija [New sanitary norms and rules: first impressions]. Wireless Ukraine, vol. 7(1). 18-21, Available at: http://www.wireless.ua/templates/new_template/images/wu6.pdf (Accessed 16 Jan 2017).
8. conf.rd.asu.lt/index.php/rd/article/download/151/34.html.
9. *Rogovskii I. L.* (2015). Recovery Assembly units of agricultural machines. Bulletin of Kharkov National Technical University of Agriculture named Peter Vasilenko. Kharkov. Vol. 159. 224–232.
10. *Rogovskii I. L.* (2015). Methodologist technological operations recovery of agricultural machines with limited resources. Scientific Herald of National University of Life and Enviromental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. 2015. Vol. 212. Part 1. 314–322.
11. *Rogovskii I. L., Melnyk V. I.* (2016). Model of parametric synthesis rehabilitation agricultural machines. Scientific Herald of National University of Life and Enviromental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. 2016. Vol. 241. 387–395.
12. *Rogovskii I. L., Melnyk V. I.* (2016). Analyticity of spatial requirements for maintenance of agricultural machinery. Scientific Herald of National University of Life and Enviromental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. 2016. Vol. 251. 400–407.
13. *Rogovskii I. L.* (2016). Analysis of model of recovery of agricultural machines and interpretation of results of numerical experiment. Scientific Herald of National University of Life and Enviromental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. Vol. 254. 424–431.
14. *Voytyuk V. D., Rublyov V. I.*, *Rogovskii I. L.* (2016). System guidelines for quality assurance of technical service of agricultural machinery. Kiev. NULESU. 360.

Список літератури

1. *J. Liua, M. Abdalbasit, A. Gasmallaa, P. Lia, R. Yang*. Enzyme-assisted extraction processing from oilseeds: Principle, processing and application // Innovative Food Science & Emerging Technologies. 2016. Vol. 35. P. 184–193.
2. *Th. A. McKeon, D. L. Brandon, X. He*. Improved method for extraction of castor seed for toxin determination // Biocatalysis and Agricultural Biotechnology. 2016. Vol. 5. P. 56–57.
3. *Новицький А. В.* Оцінка надійності засобів для приготування і роздавання кормів в залежності від умов і режимів їх експлуатації // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2015. Вип. 212. С. 141–147.

4. *Сучасні* засоби для приготування та роздавання кормів. Електронний ресурс. Режим доступу: http://www.propozitsiya.com.
5. *Закон* України «Про забезпечення санітарного та епідемічного благополуччя населення» // Відомості Верховної Ради України (ВВР). Київ. Парламентське вид-во. 1994. № 27. 218 с.
6. *Наказ* МОЗ України. Державні санітарні норми і правила захисту населення від впливу електромагнітних випромінювань. № 239 від 01.08.96 р.
7. *Лукин В. А.* Новые санитарные нормы и правила: первые впечатления. Wireless Ukraine. 2011. № 7(1) С. 18—21. Режим доступу. http://www.wireless.ua/templates/new_template/images/wu6.pdf.
8. conf.rd.asu.lt/index.php/rd/article/download/151/34.html.
9. *Роговський І. Л.* Відновлення працездатності складальних одиниць сільськогосподарської машини. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків. 2015. Вип. 159. С. 224–232.
10. *Роговський І. Л.* Методологічність виконання технологічних операцій відновлення працездатності сільськогосподарських машин при обмежених ресурсах. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2015. Вип. 212. Ч. 1. С. 314–322.
11. *Rogovskii I. L., Melnyk V. I.* Model of parametric synthesis rehabilitation agricultural machines. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2016. Вип. 241. С. 387–395.
12. *Rogovskii I. L., Melnyk V. I.* Analyticity of spatial requirements for maintenance of agricultural machinery. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2016. Вип. 251. С. 400–407.
13. *Rogovskii I. L.* Analysis of model of recovery of agricultural machines and interpretation of results of numerical experiment. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2016. Вип. 254. С. 424–431.
14. *Войтюк В. Д., Рубльов В. І., Роговський І. Л.* Системні принципи забезпечення якості технічного сервісу сільськогосподарської техніки: монографія. Київ. НУБіП України. 2016. 360 с.

МЕТОДИЧНІ ВИМОГИ ДО ВИПРОБУВАННЯ КОМПЛЕКСУ МАШИН ДЛЯ УТРИМАННЯ ПТИЦІ

В. І. Ребенко, І. Л. Роговський

Анотація. *В статті узагальнено існуючі вітчизняні, європейські і північноамериканські методичні вимоги до випробування комплексу машин для утримання птиці. Охарактеризовано, що методика порівняння значень показників по випробовуваному комплексу з вимогами нормативної документації й з відповідними показниками по комплексу-аналогові.*

Також встановлено, що результати математичної обробки даних вимірювань використовують при порівнянні їх з необхідними величинами технічного завдання при державних приймальних

випробуваннях (технічних умов при державних періодичних випробуваннях) для ухвалення рішення про відповідність випробовуваного комплексу вимогам (технічного завдання технічних умов). При цьому можливі два випадки. Також для порівняння показників, отриманих при випробуваннях дослідного зразка комплексу обладнання й комплексу-аналога підраховують значимість різниці середніх значень показник.

Рекомендацію з результатів випробувань комплексу приймають на підставі результатів порівняння значень показників випробовуваного комплексу обладнання з вимогами технічних умов на поставку, зоотехнічних вимог і значеннями показників по комплексу-аналогові.

Ключові слова: ***методика, вимога, випробування, комплекс, машина для утримання птиці***

МЕТОДИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ИСПЫТАНИЯМ КОМПЛЕКСА МАШИН ДЛЯ СОДЕРЖАНИЯ ПТИЦЫ

В. И. Ребенко, И. Л. Роговский

Аннотация. *В статье обобщены существующие отечественные, европейские и североамериканские методические требования к испытаниям комплекса машин для содержания птицы. Охарактеризовано, что методика сравнения значений показателей по испытуемому комплексу с требованиями нормативной документации и с соответствующими показателями по комплексу-аналогу.*

Также установлено, что результаты математической обработки данных измерений используют при сравнении их с требуемыми величинами технического задания при государственных приемочных испытаниях (технических условий при государственных периодических испытаниях) для принятия решения о соответствии испытываемого комплекса требованиям технического задания технических условий). При этом возможны два случая. Также для сравнения показателей, полученных при испытаниях опытного образца комплекса оборудования и комплекса-аналога подсчитывают значимость разницы средних показателей.

Рекомендации из результатов испытаний комплекса принимают на основании результатов сравнения значений показателей испытуемого комплекса оборудования требованиям технических условий на поставку, зоотехническим требованиям и значениями показателей по комплексу-аналога.

Ключевые слова: ***методика, требование, испытание, комплекс, машина для содержания птицы***

УДК 614.8:631.3

ЛОГІЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ ПЕРЕБІГУ ПОДІЙ-НЕБЕЗПЕК В ЗАХОДАХ ОХОРОНИ ПРАЦІ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ МЕЗ НА ЗЕРНОСКЛАДАХ ПІДПРИЄМСТВ АПК

С. М. Виговський, здобувач
І. Л. Роговський, кандидат технічних наук
Національний університет біоресурсів і природокористування України
e-mail: irogovskii@gmail.com

Анотація. *Вивчення стану охорони праці на сучасних сільськогосподарських підприємствах, аналіз відомих наукових досліджень з охорони праці в АПК і публікацій щодо дослідження зазначеної проблеми свідчать про те, що розв'язати проблему зниження аварійності і травмування працівників АПК можна шляхом розробки та впровадження на підприємствах удосконаленої системи управління охороною праці, яка була б адаптована до особливостей сільськогосподарського виробництва, базувалася б на оперативному виявленні первинних подій-небезпек, аналізі процесів утворення подій небезпечних-ситуацій та оперативному прийнятті екстрених заходів щодо унеможливлення виникнення наслідків. Це можливо лише при виконанні глибоких досліджень явищ і процесів, які передують виникненню аварій, травм працюючих та інших небажаних явищ.*

В статті автори розкрили тезу, що найбільшу небезпеку травмування для механізаторів створюють недоліки конструкцій сільськогосподарських мобільних енергетичних засобів. Саме з цієї причини на зерноскладах підприємств агропромислового комплексу виникає найбільше важких травм.

Існуюча система контролю за безпечним станом сільськогосподарських мобільних енергетичних засобів, устаткування, робочих місць тощо повинна бути замінена більш досконалою системою, якою передбачається проведення більш глибокої експертизи небезпек з аналізом можливих наслідків і прийняттям екстрених заходів щодо унеможливлення їх виникнення.

Ключові слова: ***модель, процес, подія-небезпека, охорона праці, експлуатація, мобільний енергетичний засіб, зерносклад***

© С. М. Виговський, І. Л. Роговський, 2017

Постановка проблеми. Аналіз сучасною стану безпечності виробничих процесів на сільськогосподарських підприємствах, які утримують зерносклади, показав, що проблема зниження важкого травмування механізаторів ще далека до свого розв'язання [1]. Однією з умов такого стану є відсутність необхідної наукової бази досліджень закономірностей процесів зародження та виникнення, різних небезпечних ситуацій з наслідками у вигляді аварій, важких травм та інших небезпечних явищ [2]. Це у свою чергу негативно позначилося на розробленні ефективних заходів і засобів щодо запобігання травмування механізаторів [3]. Наслідками такого стану охорони праці є значна кількість аварій і важких травм працюючих, які щорічно виникають на виробничих процесах АПК [4].

Аналіз останніх досліджень. Вивчення джерел літератури з питань дослідження процесів виникнення аварійності і травматизму показало, що більшість авторів концентрували свою увагу на аналізі показників виробничого травматизму в різних виробництвах [5, 6]. Окремими авторами в різний час були зроблені спроби застосувати математичний апарат для описання та оцінки процесів виникнення нещасних випадків на виробництві. Так у роботі [7] автор пропонує процеси виникнення травм на виробництві відносити до нестаціонарних випадкових процесів, а в роботах [8, 9] показано, то частота виникнення травм має розподілення Пуассона. У роботі [10] зроблена спроба побудувати математичну модель для описання сукупності випадків виробничих травм як потоку випадкових подій, вважаючи цей процес марківським. При дослідженні випадків важкого травматизму на будівництві об'єктів агропромислового комплексу автор роботи [11] застосувала системний енергоентропійний підхід до аналізу стійкості системи "Оператор-машина-середовище". Що стосується досліджень процесів зародження, формування та виникнення небезпечних ситуацій в АІІК, то окремі результати таких досліджень в основному опубліковані у роботах [12–15]. Таким чином, на підставі вивчених джерел літератури можна констатувати, що зазначені процеси та їх оцінка залишаються недостатньо дослідженими, а це означає, що здійснювати управління такими процесами є неможливим.

Мета досліджень. Дослідження процесів зародження, формування та виникнення небезпечних ситуацій і їх можливих наслідків на виробництвах підприємтсв АПК, які утрмують зерносклади, і розроблення на цій основі ефективних засобів і заходів для запобігання аварійності та травмування механізаторів.

Результати досліджень. Будь-який сільськогосподарський мобільний енергетичний засіб, як людино-машинна система, має елементи „людина", „машина" і „середовище", які в умовах

виробництва здатні породжувати події-небезпеки. Події-небезпеки, породжені машинними елементами (руйнування або зношування окремих деталей, відмови механізмів чи окремих систем машини тощо), факторами середовища (складні метеоумови, слизька дорога для транспортного засобу тощо) відносять до небезпечних умов (НУ), а події-небезпеки, породжені людиною, відносять до небезпечних дій (НД), як таких, що не відповідають (суперечать) обґрунтованим нормам її професійної поведінки.

У процесі функціонування людино-машинної системи подія-небезпека, яка існує, або така, що може виникнути через певний час незалежно від джерела, логічно поєднуючись з наступною подією, утворює нову подію-небезпеку, що має ознаки попередніх подій. Так процес триває аж до виникнення останньої фінішної події, що є наслідком. Послідовності подій, у яких вони з'являються у випадкові моменти часу, прийнято називати потоками. Події в таких потоках, починаючи з первинної, залежно від існуючих умов можуть виникати через різні проміжки часу. Випадкові події таких потоків формально можна вважати однорідними, бо усі вони є подіями-небезпеками, що здатні між собою поєднуватися незалежно від джерела походження. При дослідженні зазначених потоків подій важливим є визначення не тільки можливості виникнення кожної з подій у певних виробничих умовах, але й установлення характеру (виду) розподілення проміжків часу між окремими подіями. За значеннями математичного сподівання такого розподілення можна визначити час найбільшої ймовірності виникнення досліджуваної події, а це необхідно для обґрунтування режимів проведення екстрених заходів щодо унеможливлення виникнення події-наслідку.

Слід зауважити, що первинною подією-небезпекою в кожному такому потоці може бути подія, породжена будь-яким елементом досліджуваної людино-машинної системи.

На рис. 1 показана логічна модель процесу перебігу подій-небезпек з утворенням можливого наслідку у вигляді травмування працюючого під час роботи сільськогосподарських мобільних енергетичних засобів на зерноскладах і використовують привід від валу відбору потужності.

З рис. 1 видно, що процес зародження можливого наслідку *(Т)* розпочинається з події *А*, яка характеризує конструктивні недоліки огородження карданного валу приводу кормороздавачів. Такий стан системи існуватиме до того часу, поки не виникне необхідність у механізатора частого від'єднання робочих машин від валу відбору потужності трактора. Незручності, обумовлені недосконалістю конструкції огородження, призведуть до того, що після певного періоду роботи агрегату огородження буде знято (подія В), що

спонукатиме до виникнення події *C*. Наступна подія *F* (захоплення одягу працюючого) виникне від поєднання події *C* з подіями *D* (карданний вал не зупинено) і *E* (можливий контакт одягу працюючого з карданним валом). Наступні події *G* (здатність карданного валу захопити одяг), *K* (намотування одягу) і *L* (властивості одягу ...) призведуть до виникнення події-наслідку *T.*

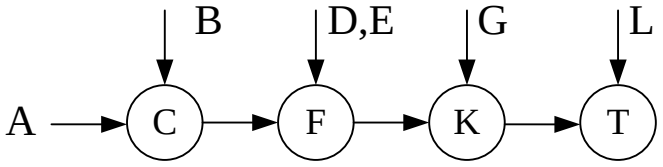


Рис. 1. Логічна модель процесу перебігу подій при утворенні небезпечної ситуації та її наслідку: *A* – первинна подія-небезпека; *B, D, E, G*, *L* – проміжні полії; *F* – подія-небезпечна ситуація; *K* – подія-критична ситуація; *T* – кінцева подія-наслідок.

Важливе значення при дослідженні процесів зародження, формування та виникнення небезпечних ситуацій має якісний та кількісний аналіз усіх подій процесу. Для якісного аналізу найбільш зручно застосовувати операції теорії множин. Установлено, що події *A, B, D, E, G* і *L* (рис. 1) утворюють сукупність незалежних подій, а тому відповідно до операції перетину множин подію-наслідок (T) можна визначити з відповідної послідовності за формулою:

$$T = A \bigcap B \bigcap D \bigcap E \bigcap G \bigcap L. \qquad (1)$$

Послідовність (1) свідчить про те, що проміжки часу між подіями є також незалежними між собою величинами.

Відповідно події *A, C, F, K* і *T* є залежними між собою, бо кожна з них виникає при умові появи попередніх подій. Відповідну послідовність перетину зазначених подій можна записати так:

$$T = A \bigcap C / A \bigcap F / C \bigcap K / F \qquad (2)$$

Отримані ланцюги перетинів подій-небезпек (1), (2) можна застосувати до вибору заходу (засобу) щодо штучного припинення перебігу подій і унеможливлення виникнення наслідку. При цьому слід мати на увазі те. що окрема подія може вважатися множиною, що має один елемент, а множина, що не має жодного елемента, є порожньою множиною. Порожню множину позначають символом – θ. В операціях об'єднання або перетину будь-якої події, наприклад *A* з порожньою множиною, матимемо результати: $A \bigcup \theta = A$, а $a \bigcap \theta = 0$. Це означає, що при перегині будь-якої події з подією, що є порожньою множиною, імовірність наслідку становитиме 0, а тому наслідок не виникне. При здійсненні кількісного аналізу всіх подій різних потоків з визначенням імовірностей їх виникнення *(Рн)* у певні проміжки часу, нами застосовувався метод логіко-імітаційного

моделювання (метод "дерева"). На рис. 2 показаний графік переходу ймовірності первинної події небезпеки (P_A) у імовірність небезпеки наслідку (P_T).

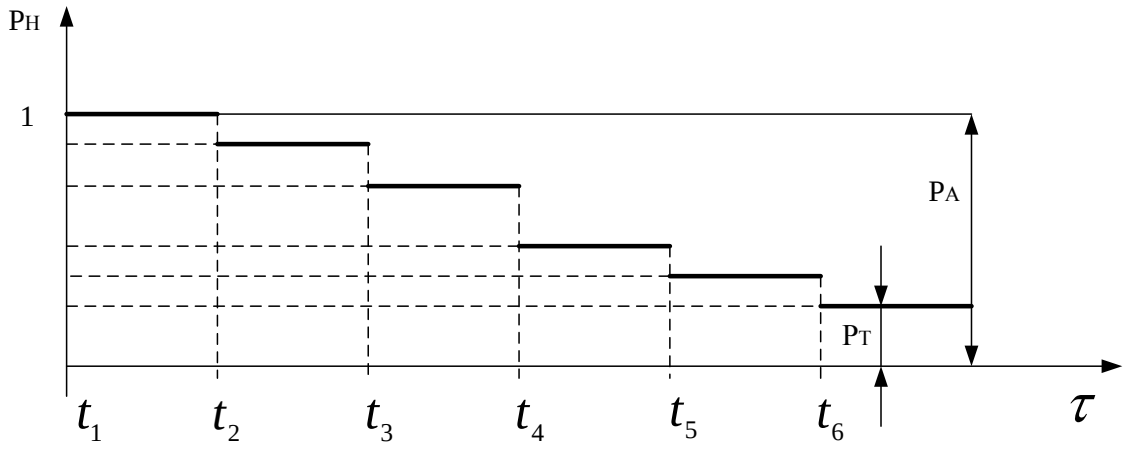


Рис. 2. Характер переходу значення небезпеки первинної події А у значення небезпеки події-наслідку Т.

Досліджуваний процес є випадковим, бо його значення при будь-якому фіксованому значенні часу t є випадковою величиною. Основною характеристикою досліджуваного процесу є значення імовірностей небезпек усіх його подій при певних значеннях часу.

Послідовність, яку утворюють події A, B, D, E, G і T, що виникають через певні проміжки часу, можна відобразити на вісі абсцис у вигляді точок $t_1, t_2, \ldots t_n$, то відповідають моментам їх виникнення (рис. 2).

У досліджуваному потоці імовірність первинної події-небезпеки P_A характеризує факт того, що ця подія відбулася, і ми фіксуємо його при огляді агрегату. Що стосується імовірностей подій потоку, що виникають в інші моменти часу, то їх необхідно обчислювати.

Досліджуваний потік є дискретним з безперервним часом з обмеженим числом станів. З рис. 1 видно, що такі стани характеризують події A, C, F,K і T. У точках розриву (рис. 2) процес і його реалізації змінюють свої значення, що були в них зліва. Для даного потоку характерними є незворотні процеси, бо при умові реалізації усіх його подій неодмінно наступить наслідок. Тому, з метою уникнення небажаного наслідку, такий потік завжди можна зупинити штучно або повернути його у вихідний стан.

Досліджуваний процес при певних допущеннях можна вважати ординарним, бо усі його події з'являються поодинці, а не групами. Це означає, що ймовірність потрапити на ділянку часу Δt двох і більше подій значно менша, ніж імовірність потрапити на цю дільницю одній події. Якщо розподіл інтервалів часу між випадковим числом подій

$X(t, \Delta t)$ однієї і тієї ж дільниці має математичне сподівання цієї величини $M[X(t, \Delta t)]$, то за його значенням можна з певною точністю визначити можливість виникнення на досліджуваній дільниці часу однієї події, застосовуючи метод [8], за наступним рівнянням:

$$\lim_{\Delta t \to 0} \frac{M[X(t, \Delta t)]}{\Delta t} = \lim_{\Delta t \to 0} \frac{P(t, \Delta t)}{\Delta t}, \quad (3)$$

де $M[X(t, \Delta t)]$ – математичне сподівання розподілу часу на досліджуваній ділянці діаграми (рис. 2); $P(t, \Delta t)$ – ймовірність виникнення (потрапляння) на зазначеній дільниці однієї події.

Завдяки існуванню границі (3) можна визначити інтенсивність ординарного потоку подій в момент часу t за формулою:

$$\lambda(t) = \lim_{\Delta t \to 0} \frac{M[X(t, \Delta t)]}{\Delta t}. \quad (4)$$

Величина $\lambda(t)$ фактично характеризує середнє число подій, що за одиницю часу припадає на елементарну дільницю Δt що прилягає до t. Відповідно середнє число подій ординарного потоку, що припадає на інтервал часу τ і примикає до точки t, становить:

$$M[X(t, \tau)] = \int_{t}^{t+\tau} \lambda(t) dt. \quad (5)$$

При постійній інтенсивності:

$$M[X(t, \tau)] = \lambda \tau \quad (6)$$

Оскільки проміжки часу між зазначеними подіями можуть мати різні випадкові значення, то такий потік буде нерегулярним. Для більш глибокого дослідження властивостей таких потоків мають важливе значення і такі їх характеристики, як відсутність післядії і стаціонарність. Досліджуваний потік належить до потоків без післядії, бо для будь-яких дільниць часу, що не перекриваються $\tau_1, \tau_2 \ldots \tau_n$ числа подій $(X_1, X_2 \ldots X_n)$ на кожній з них, є незалежними між собою випадковими величинами, а тому ймовірність потрапити будь-якого числа подій на одну із ділянок не залежить від того, скільки їх потрапило на інші ділянки. Відомо [8], якщо потік подій є ординарним і має постійну інтенсивність λ, то число подій $X(t, \tau)$, що потрапили на ділянку часу τ, має розподілення Пуассона з параметром $a = \lambda \tau$:

$$P\{X(t, \tau) = k\} = a^k e^{-a} / k! \quad (7)$$

де k – кількість подій, що виникне на дільниці часу τ.

Проведені дослідження потоків перебігу подій небезпек при утворенні небезпечних ситуацій під час роботи різних машинно-тракторних агрегатів показали, що, незважаючи на схожість між собою за загальними характеристиками, окремі з них мали

відмінності за кількістю подій у кожному такому потоці за їх внутрішньою структурою, за законами розподілення інтервалів часу між подіями та їх взаємною залежністю чи незалежністю. Крім того встановлено, що більшість потоків процесів зародження, формування та виникнення травмонебезпечних та аварійних ситуацій та їх наслідків не мають постійної інтенсивності як при виникненні первинних подій-небезпек, так і при виникненні подій-наслідків відповідних небезпечних ситуацій. При цьому число подій, що потрапляли на ділянку часу τ і примикали до моменту часу t, мали також розподілення Пуассона, але в цих випадках слід приймати до уваги, що параметр *а* залежить не лише від довжини ділянки часу τ, але і від того, де ця ділянка знаходиться:

$$a = a(t,\tau) = \int_{t}^{t+\tau} \lambda(t)dt\,. \qquad (8)$$

При цьому розподілення випадкової величин $X(t,\tau)$ – числа подій на ділянці $(t,t+\tau)$ – має такий вигляд:

$$P\{X(t,\tau)=k\} = a(t,\tau)^{\kappa} e^{-a(t,\tau)}/k! \qquad (k=1,2,\ldots). \qquad (9)$$

Аналізуючи випадки важких травм механізаторів за багато попередніх років, що виникали на виробничих процесах протягом кожного року, слід сказати, що утворені з таких подій потоки можна віднести до сумарних потоків, які мають стаціонарні й нестаціонарні складові. У наступних роботах дослідження зазначених характеристик потоків і їх можливих наслідків будуть описані більш детально.

Висновки

1. Найбільшу небезпеку травмування для механізаторів створюють недоліки конструкцій сільськогосподарської техніки. Саме з цієї причини на виробництві виникає найбільше важких травм.

2. Існуюча система контролю за безпечним станом машин, устаткування, робочих місць тощо повинна бути замінена більш досконалою системою, якою передбачається проведення більш глибокої експертизи небезпек з аналізом можливих наслідків і прийняттям екстрених заходів щодо унеможливлення їх виникнення.

Список літератури

1. Войналович О. В., Гнатюк О. А., Мотрич М. М. Засоби виявлення експлуатаційних дефектів у деталях сільськогосподарських агрегатів для запобігання аваріям та нещасним випадкам. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2017. Вип. 262. С. 45–56.

2. *Войналович О. В.* Методи дефектоскопії для виявлення експлуатаційного пошкодження у деталях і елементах конструкцій мобільних сільськогосподарських машин. Науковий вісник Національного університету

біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. 2014. Вип. 196. Ч. 1. С. 204–213.
3. *Voinalovych A. V., Motrich M. N.* Control of the technical state of agricultural aggregates by facilities of fault detection. Mechanization in agriculture. 2015. Year LXI. ISSN 0861-9638. Issue 12/2015. Bulgaria. P. 29–31.
4. *Войналович А. В., Писаренко Г. Г., Мотрич М. М.* Запобігання травматизму операторів сільськогосподарських агрегатів з використанням засобів дефектоскопії. Київ. Аграр Медіа Груп. 2015. 190 с.
5. *Войналович А. В., Мотрич М. М., Кофто Д. Г.* Применение дефектоскопического контроля для прогнозирования аварийных ситуаций на механизированных процессах в сельском хозяйстве. MOTROL. Lublin. Poland. 2013. Vol. 15. No 3. P. 157–162.
6. *Виговський С. М., Роговський І. Л.* Інженерні заходи забезпечення охорони праці при експлуатації МЕЗ на зерноскладах підприємств АПК. Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія: механізація та автоматизація виробничих процесів. Суми. 2016. Вип. 10/3 (31). С. 168–173.
7. *Постанова* Кабінету Міністрів України від 30 жовтня 2014 року № 587 «Про внесення змін до деяких постанов Кабінету Міністрів України та визнання такою, що втратила чинність, постанови Кабінету Міністрів України від 16 листопада 2011 року № 1201».
8. *Правила* технічної експлуатації тракторів, самохідних шасі, самохідних сільськогосподарських, дорожньо-будівельних і меліоративних машин, сільськогосподарської техніки, інших механізмів, затверджені наказом Міністерства аграрної політики України від 06 квітня 2010 року № 173, зареєстрованого в Міністерстві юстиції України 13 липня 2010 року за № 509/17804.
9. *Вимоги* до технічного стану тракторів, самохідних шасі, самохідних сільськогосподарських, дорожньо-будівельних і меліоративних машин, сільськогосподарської техніки, інших механізмів, затверджені наказом Міністерства аграрної політики України від 06 травня 2009 року № 316, зареєстрованого в Міністерстві юстиції України 26 травня 2009 року за № 462/16478.
10. *Технічний регламент* затвердження типу сільськогосподарських та лісогосподарських тракторів, їх причепів і змінних причіпних машин, систем, складових частин та окремих технічних вузлів, затверджений постановою Кабінету Міністрів України від 28 грудня 2011 року № 1367.
11. *ДСТУ ISO 500-1:2012*. Сільськогосподарські трактори. Вал відбирання потужності задній типів 1, 2 та 3. Частина 1. Основні технічні характеристики, вимоги щодо безпеки, розміри основного захисного кожуха і зони вільного простору.
12. *ДСТУ ISO 3463:2015*. Сільськогосподарські та лісогосподарські колісні трактори. Конструкції для захисту під час перекидання. Метод динамічного випробування та умови приймання.
13. *ДСТУ ISO 4254-1:2012*. Сільськогосподарські машини. Вимоги щодо безпеки. Частина 1. Загальні вимоги.
14. *ДСТУ ISO 5700:2004*. Сільськогосподарські та лісогосподарські колісні трактори. Захисні конструкції. Метод статичного випробовування та умови приймання.
15. *Технічний регламент* щодо складових частин і характеристик колісних сільськогосподарських та лісогосподарських тракторів, затверджений постановою Кабінету Міністрів України від 28 грудня 2011 року № 1368.

References

1. *Voynalovich, O. V., Gnatyuk, A. A., Motrych, N. M.* (2017). Detection of operational defects in the parts of agricultural machines to prevent accidents. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kiev. Vol. 262. 45–56.
2. *Voynalovich, O. V.* (2014). Methods of fault detection for the detection of operational damage to the parts and elements of structures mobile agricultural machines. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kiev. Vol. 196. Part 1. 204–213.
3. *Voinalovych, O. V., Motrych, M. M.* (2015). Control of the technical state of agricultural aggregates by facilities of fault detection. Mechanization in agriculture. Year LXI. ISSN 0861-9638. Issue 12/2015. Bulgaria. 29–31.
4. *Voynalovich, O. V., Pisarenko, G. G., Motrych, M. M.* (2015). Prevention of a traumatism of operators of agricultural machines with the use of means testing. Kiev. Agrar Media Group. 190.
5. *Voynalovich, A. V. Motrych, M. M., Kofto, D. G.* (2013). Use of radiographic monitoring to predict accidents on mechanized processes in agriculture. MOTROL. Lublin. Poland. Vol. 15. No 3. 157–162.
6. *Vygovskii, S. M., Rogovski, I. L.* (2016). Engineering measures to ensure safety in the operation of the IES at the granaries of agricultural enterprises. Bulletin of Sumy national agrarian University. Series: mechanization and automation of production processes. Summy. Vol. 10/3 (31). 168–173.
7. *Resolution* of the Cabinet of Ministers of Ukraine dated 30 October 2014 No. 587 "On amendments to some resolutions of the Cabinet of Ministers of Ukraine and invalidation of Cabinet of Ministers of Ukraine from November 16. (2011). № 1201".
8. *Rules* of technical operation of tractors, self-propelled chassis, self-propelled agricultural, road-building and meliorative machines, agricultural machinery, other mechanisms approved by order of the Ministry of agrarian policy of Ukraine from April 06, 2010 № 173. Registered in the Ministry of justice of Ukraine. July 13. (2010). No. 509/17804.
9. *Requirements* to a technical condition of tractors, self-propelled chassis, self-propelled agricultural, road-building and meliorative machines, agricultural machinery, other mechanisms approved by order of the Ministry of agrarian policy of Ukraine from 06 may 2009 No. 316. Registered in Ministry of justice of Ukraine on May 26. (2009). No. 462/16478.
10. *Technical* regulation of type approval of agricultural and forestry tractors, their trailers and interchangeable towed machinery, systems, parts and separate technical units, approved by the decree of the Cabinet of Ministers of Ukraine of 28 December. (2011). No. 1367.
11. *ISO* 500-1 (2012). Agricultural tractors. The PTO shaft rear types 1, 2 and 3. Part 1. The main technical characteristics, security requirements, size of main protective housing and areas of free space.
12. *ISO* 3463 (2015). Agricultural and forestry wheeled tractors. Design for roll-over protection. Dynamic test method and acceptance conditions.
13. *ISO* 4254-1 (2012). Agricultural machines. Safety requirements. Part 1. General requirements.
14. *ISO* 5700 (2004). Agricultural and forestry wheeled tractors. Protective design. Static test method and acceptance conditions.
15. *Technical* regulations regarding the components and characteristics of wheeled agricultural and forestry tractors, approved by the decree of the Cabinet of Ministers of Ukraine of 28 December. (2011). No. 1368.

ЛОГИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА ТЕЧЕНИЯ СОБЫТИЙ-ОПАСНОСТЕЙ В МЕРОПРИЯТИЯХ ОХРАНЫ ТРУДА ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ МЭС НА ЗЕРНОСКЛАДАХ ПРЕДПРИЯТИЙ АПК

С. М. Выговский, И. Л. Роговский

Аннотация. *Изучение состояния охраны труда на современных сельскохозяйственных предприятиях, анализ известных научных исследований по охране труда в АПК и публикаций по вопросам исследования указанной проблемы свидетельствуют о том, что решить проблему снижения аварийности и травмирования работников АПК можно путем разработки и внедрения на предприятиях усовершенствованной системы управления охраной труда, которая была бы адаптирована к особенностям сельскохозяйственного производства, базировалась на оперативном выявлении первичных событий-опасностей, анализе процессов образования опасных событий-ситуаций и оперативном принятии экстренных мер по предотвращению возникновения последствий. Это возможно лишь при выполнении глубоких исследований явлений и процессов, которые предшествуют возникновению аварий, травм работающих и других нежелательных явлений.*

В статье авторы раскрыли тезис, что наибольшую опасность травмирования для механизаторов создают недостатки конструкций сельскохозяйственных мобильных энергетических средств. Именно по этой причине на зерноскладах предприятий агропромышленного комплекса возникает больше тяжелых травм.

Существующая система контроля за безопасным состоянием сельскохозяйственных мобильных энергетических средств, оборудования, рабочих мест должна быть заменена более совершенной системой, которой предусматривается проведение более глубокой экспертизы опасностей с анализом возможных последствий и принятием экстренных мер по предотвращению их возникновения.

Ключевые слова: ***модель, процесс, событие, опасность, охрана труда, эксплуатация, мобильное энергетическое средство, зерносклад***

LOGICAL PROCESS MODEL FLOW OF EVENT-HAZARDS IN ACTIONS OF OCCUPATIONAL SAFETY IN OPERATION OF MEM THE GRANARIES OF AGRICULTURAL ENTERPRISES

S. M. Vyhovsky, I. L. Rogovski

Abstract. *The study of the state of labor protection in modern agricultural enterprises, the analysis of the known scientific research on*

labour protection in AIC publications on the study of this problem suggests that to solve the problem of reducing accidents and injury to workers AIC by development and implementation of enterprise leading to improved safety management, which would be adapted to the peculiarities of agricultural production, based on the operational identification of primary events hazards analysis processes of formation of hazardous events-situations and the rapid adoption of emergency measures to prevent the occurrence of consequences. This is possible only when doing deep research of phenomena and processes that precede the occurrence of accidents, injuries, running and other undesirable phenomena.

The authors opened the thesis that the greatest risk of injury for machine operators create disadvantages for agricultural mobile power tools. For this reason, the granaries of agricultural enterprises leads to more severe injuries.

The existing system of monitoring the safe condition of the agricultural mobile power tools, equipment, jobs should be replaced by an improved system which provides for more in-depth examination of hazards with the analysis of possible consequences and the adoption of emergency measures to prevent their occurrence.

Key words: ***model, process, event, danger, safety, maintenance, mobile energy mean, granary***

УДК 631.31:64

МАТЕМАТИЧНИЙ АПАРАТ ОПИСУ МАРШРУТУ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ З УРАХУВАННЯМ ВИЯВЛЕННЯ КОМБІНАЦІЙ ВІДМОВ

Д. Ю. Калініченко, здобувач*
І. Л. Роговський, кандидат технічних наук
e-mail: irogovskii@gmail.com

Анотація. *В основі технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів за технічним станом лежить технічний контроль, за допомогою якого проводять безперервний або періодичний контроль параметрів технічного стану, що характеризують поточний фактичний стан вузлів, механізмів чи аграгатів. Прогнозування виконують при безперервному контролі*

***Науковий керівник – кандидат технічних наук І. Л. Роговський**

© Д. Ю. Калініченко, І. Л. Роговський, 2017

labour protection in AIC publications on the study of this problem suggests that to solve the problem of reducing accidents and injury to workers AIC by development and implementation of enterprise leading to improved safety management, which would be adapted to the peculiarities of agricultural production, based on the operational identification of primary events hazards analysis processes of formation of hazardous events-situations and the rapid adoption of emergency measures to prevent the occurrence of consequences. This is possible only when doing deep research of phenomena and processes that precede the occurrence of accidents, injuries, running and other undesirable phenomena.

The authors opened the thesis that the greatest risk of injury for machine operators create disadvantages for agricultural mobile power tools. For this reason, the granaries of agricultural enterprises leads to more severe injuries.

The existing system of monitoring the safe condition of the agricultural mobile power tools, equipment, jobs should be replaced by an improved system which provides for more in-depth examination of hazards with the analysis of possible consequences and the adoption of emergency measures to prevent their occurrence.

Key words: ***model, process, event, danger, safety, maintenance, mobile energy mean, granary***

УДК 631.31:64

МАТЕМАТИЧНИЙ АПАРАТ ОПИСУ МАРШРУТУ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ З УРАХУВАННЯМ ВИЯВЛЕННЯ КОМБІНАЦІЙ ВІДМОВ

Д. Ю. Калініченко, здобувач*
І. Л. Роговський, кандидат технічних наук
e-mail: irogovskii@gmail.com

Анотація. *В основі технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів за технічним станом лежить технічний контроль, за допомогою якого проводять безперервний або періодичний контроль параметрів технічного стану, що характеризують поточний фактичний стан вузлів, механізмів чи аграгатів. Прогнозування виконують при безперервному контролі*

***Науковий керівник – кандидат технічних наук І. Л. Роговський**

© Д. Ю. Калініченко, І. Л. Роговський, 2017

для визначення наробітку, протягом якого збережеться працездатний стан, а при періодичному контролі – для визначення моменту часу наступного контролю.

Процес технічного контролю несправностей складається з виявлення та локалізації дефектів у системі зернозбиральних комбайнів. По мірі ускладнення технічних систем зернозбиральних комбайнів і зростання вимог до безпеки, надійності та екологічності, технічний контроль несправностей стає все більш значущою процедурою. Одним з прикладів є система технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів, де потрібна висока надійність і працездатність, низький рівень викидів, крім того, технічний контроль сприяє підвищенню ефективності ТО зернозбиральних комбайнів.

Ключові слова: ***аналіз, система, стратегія, технічне обслуговування, зернозбиральний комбайн***

Постановка проблеми. Моделювання технології виконання робіт при технічному обслуговуванні агрегатів зернозбиральних комбайнів проектування технологічних процесів технічного обслуговування агрегатів зернозбиральних комбайнів пов'язано з формуванням найбільш ефективної виробничо-технічною базою, що забезпечує істотне зниження внутрішньовиробничих втрат техсервісного підприємства агропромислового комплексу [1]. При цьому зовнішні по відношенню до конкретного підприємства чинники, відповідно до мети і завдань цього дослідження, можна вважати форс-мажорними та виключити їх з подальшого аналізу [2].

Аналіз останніх досліджень. технологічний процес технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів з урахуванням виявлення комбінацій відмов $K = \{k : k = \overline{1,K}\}$ представляє сукупність встановлення раніш типових поєднань сервісних робіт (далі – комплексів сервісних робіт – КСР) [2], цільову функцію дослідження можна представити в наступному адитивним виразом, що характеризує поточні виробничі втрати [3–8]:

$$C_{\sum ВН} = \sum C_{\sum ПОМ} = (C_{\sum ЗАЛ} + C_{\sum ПРОП} + C_{\sum РОЗ})N_P, \qquad (1)$$

де $C_{\sum ВН}$ – узагальнені внутрішньо-виробничі втрати сервісного підрозділу аграрного підприємства, грн.; $C_{\sum ПОМ}$ – втрати аграрного виробництва, які формуються помилками розподілу техобслуговуючих агрегатів зернозбиральних комбайнів по КСР, грн.; $C_{\sum ЗАЛ}$ – затрати на виконання зайвих робіт при усуненні помилково виявлених дефектів, грн.; $C_{\sum ПРОП}$ – затрати на виконання

умовно повторних робіт при пропущенні помилково невиявлених дефектів, грн.; $C_{\sum РОЗ}$ – втрати, що формуються помилками при розподілі агрегатів за технологічними маршрутами технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів, грн.; N_P – виробнича програма сервісного підрозділу аграрного підприємства, од./рік.

При цьому кожен з КСР являє собою деяку підмножину $\{i\}_k$ ремонтних (розбирально-складальних) операцій, всю множину $R = \{r : r = \overline{1,R}\}$, яка є необхідною і достатньою, для усунення дефектів будь-якого агрегату з числа ремонтованих на даному підприємстві [9].

Мета досліджень узагальнити та виконати аналіз застосування математичного апарату опису маршруту технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів з урахуванням виявлення комбінацій відмов.

Результати досліджень. Складова $C_{\sum ПОМ}$ цільової функції (1) може бути виражена функціоналом $C_{\sum ПОМ} = f(C_{ij}P_{ij})$, де C_{ij} – узагальнені витрати на виконання робіт щодо виявлення та усунення і-го дефекту j-го агрегату, що підлягає технічному обслуговуванню, грн.; P_{ij} – ймовірність події, яка полягає у виникненні помилки розпізнавання і-го дефекту j-го агрегату зернозбирального комбайна, що підлягає технічному обслуговуванню.

При цьому ймовірність P_{ij}, враховуючи положення теорії ймовірностей, можна визначити наступним вираженням:

$$P_{ij} = \alpha_{ij} + \beta_{ij} \qquad (2)$$

де α_{ij} – помилка розпізнавання 1-го роду (помилкова несправність) і-го дефекту j-го агрегату зернозбирального комбайна, що підлягає технічному обслуговуванню на етапі діагностування;

β_{ij} – помилка розпізнавання 2-го роду (пропуск несправності) і-го дефекту j-го агрегату зернозбирального комбайна, що підлягає технічному обслуговуванню на етапі діагностування.

Вводячи цілочисельні змінні, що приймають значення:

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 1, \\ 0, \end{cases},$$

1 – якщо і-й відсутній дефект j-го агрегату зернозбирального комбайна, що підлягає технічному обслуговуванню визначається як присутній;

0 – в іншому випадку (помилкова несправність),

$$\eta_{ij} = \begin{cases} 1, \\ 0 \end{cases},$$

1 – якщо і-й відсутній дефект j-го агрегату зернозбирального комбайна, що підлягає технічному обслуговуванню визначається як присутній;

0 – в іншому випадку (пропуск несправності),

Вірогідність P_{ij} можна записати в розгорнутому вигляді:

$$P_{ij} = \{1 - [\delta_{ij}(1-\alpha_{ij}) + \eta_{ij}(1-\beta_{ij})]\}. \quad (3)$$

У загальному випадку через помилкове визначення і-го дефекту j-го агрегату зернозбирального комбайна, що підлягає технічному обслуговуванню, коли в дійсності такого дефекту немає (помилкова несправність – α_{ij}) виникають втрати $C_{\sum ij^{ЗАЛ}}$. Затрати $C_{\sum ij^{ПРОП}}$ на умовно повторне виконання робіт формуються помилками β_{ij}, що виникають у разі пропуску і-го дефекту при діагностуванні j-го агрегату зернозбирального комбайна, що підлягає технічному обслуговуванню (пропуск несправності).

Аналіз можливих виробничих ситуацій дозволяє представити функціонал (1) в наступному вигляді:

$$C_{\sum ВН} = \sum C_{\sum ПОМ} = (C_{\sum ЗАЛ} + C_{\sum ПРОП} + C_{\sum РОЗ})N_P.$$

Таким чином, досягнення поставленої мети – зниження внутрішньовиробничих втрат при функціонуванні працездатності системи j-го агрегату зернозбирального комбайна, що підлягає технічному обслуговуванню – можливо лише при вирішенні задач зниження абсолютних значень помилок на всіх етапах виробничого процесу технічного обслуговування.

Сукупність методів для інтелектуального аналізу даних об’єкта досліджень отримали назву Data Mining. Знання, що видобуваються цими методами, зазвичай представляють у вигляді моделей.

Одним з таких класів моделей є штучні нейронні мережі – це математичні моделі, що представляють собою упорядкований набір штучних нейронів, які пов’язані один з одним певним чином.

Вибір штучної нейронної мережі як математичний апарат для розв’язання задачі розпізнавання дефектів агрегатів сервісного фонду і розподілу їх по комплексам сервісних робіт j-го агрегату зернозбирального комбайна, що підлягає технічному обслуговуванню, зумовлений низкою причин.

Завдяки здатності до навчання і запам’ятовування, а також шляхом зміни адаптивних параметрів штучних нейронів з яких складається мережа, можна домогтися високого ступеня точності при вирішенні даного завдання.

Застосування штучної нейронної мережі дозволяє уникнути процесу накопичення статистичної інформації для розрахунку

ймовірностей появ дефектів (як це робить при методі організації та оптимізації технологічних процесів відновлення працездатності j-го агрегату зернозбирального комбайна, що підлягає технічному обслуговуванню, за типовими сполученням сервісних робіт) для оптимального розподілу агрегатів по комплексам техсервісних робіт.

Перевірка адекватності побудованих на основі штучної нейронної мережі моделей проводиться з використанням тестових вибірок, які формуються під час проведення експерименту над об'єктом досліджень, що гарантує високу ступінь надійності моделей та ін.

При застосуванні штучної нейронної мережі перш за все постає питання вибору архітектури мережі (числа «прихованих шарів» і кількості «штучних нейронів» в кожному з них) під конкретну задачу.

Штучний нейрон являє собою вузол штучної нейронної мережі, змодельований за спрощеним принципом функціонування біологічного нейрона. Першою роботою, яка заклала теоретичні основи створення інтелектуальних пристроїв, вважається стаття У. Мак-Каллока і В. Піттса, яка була опублікована в 1943 році.

З математичної точки зору, штучний нейрон являє собою функцію від єдиного аргументу – лінійної комбінації всіх сигналів на вході (дана функції отримала назву активаційна функція), за допомогою якої виробляється вихідний сигнал нейрона.

У загальному вигляді, математична модель штучного нейрона є зваженим сумматором і має вигляд:

$$S = \sum_{i=1}^{n} x_i \cdot w_i + x_0 \cdot w_0 = \sum_{i=0}^{n} x_i \cdot w_i \,, \qquad (5)$$

де S – зважена сума вхідних сигналів нейрона; x_i – значення на і-м вході нейрона; w_i – вага і-го синапса; n -кількість входів; x_0 і w_0 – відповідно значення додаткового вхідного сигналу (x_0 = 1) і його ваги.

Вихідне значення нейрона є функцією його стану:

$$Y = f(S), \qquad (6)$$

де $f(S)$ – функція активації.

Всі сфери нейронної мережі можна умовно розділити на три групи.

Перша сфера нейронів в багатошарової нейронної мережі називається вхідним. У ньому зазвичай не виконуються ніякі обчислювальні операції, тому що він складається з нейронів, які служать для отримання даних (сигналів) і подальшої передачі на входи прихованого шару штучної нейронної мережі ;

- приховані (проміжні) сфери є основними, тому що найчастіше складають більшу частину структури штучної нейронної

мережі. Обчислення в них відбувається за формулами (6) і (7);

- вихідна сфера – результат роботи мережі.

Вибір сигмоїда як активаційної функції визначено тим, що вона диференційована на всій осі абсцис і має дуже просту похідну. При використанні алгоритму зворотного поширення помилки, це сприяє прискоренню процесу навчання мережі.

Вихідна значення нейрона, при сигмоїдальної активаційної функції, набуває такого вигляду:

$$Y = f(S) = \frac{1}{1 + e^{-\alpha S}} \qquad (7)$$

На рис. 1 графічно схематично представлена модель штучного нейрона, де кількість вхідних сигналів позначається *X*. Тут множинні сигнали x_1, x_2, x_3, ..., x_j на відповідних входах (в сукупності позначаються вектором X) мають свої ваги (які відображають силусиноптичний зв'язок та їх множина позначається вектором W). Твір сигналів і відповідних ваг подається на інтегральний блок, який алгебраїчно складає входи.

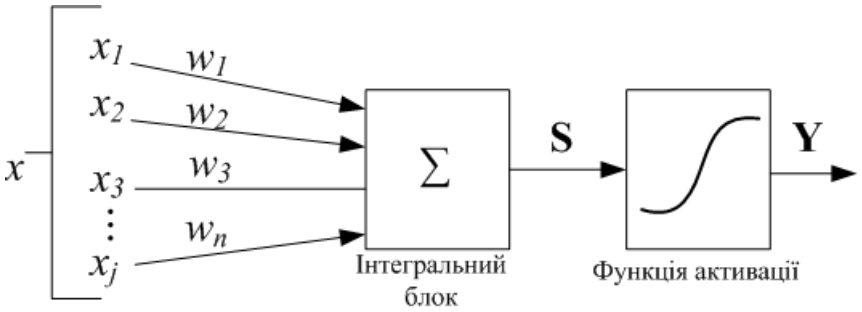


Рис. 1. Модель штучного нейрона.

В результаті підсумовування, отримане значення є аргументом активаційної функції, яка і створює вихідне значення Y.

Виходячи з теоретичних напрацювань Хехт-Нільсеном питання про оптимальну кількість прихованих шарів, а також з аналізу практичної застосовності штучної нейронної мережі для різних завдань класифікації, можна зробити висновок, що використання більше двох прихованих шарів при проектуванні мережі найчастіше недоцільно.

За формулами (2.8) і (2.9), що є наслідком з теорем Арнольда-Колмогорова-Хехт-Нільсена, можна розрахувати необхідну кількість нейронів для прихованого шару.

Спочатку відбувається оцінка необхідного числа ваг синаптичного зв'язку:

$$\frac{N_y \cdot Q}{1 + log_2 Q} \le N_w \le N_y \cdot \left(\frac{Q}{N_x} + 1\right) \cdot (N_x + N_y + 1) + N_y ,$$

де N_y – число нейронів вихідного шару;

Q – кількість значень навчальної вибірки;

N_w – необхідне число синаптичних ваг;

N_x – число нейронів вхідного шару.

Після цього, число нейронів в прихованому шарі буде визначатися за формулою:

$$L = \frac{N_w}{N_x + N_y}. \tag{9}$$

Проте, як показує практика побудови ШНМ, при такому підході не можна стверджувати, що число нейронів в прихованому шарі було оптимально підібрано під поставлену задачу, крім того, зазвичай в результаті виходить великий розмах інтервалу, в якому лежить значення L.

Тому, наслідок з теорем Арнольда-Колмогорова-Хехт-Нільсена буде використано лише для визначення верхньої межі значення нейронів (R) в прихованому шарі. Відкинувши нижню межу інтервалу у формулі (8), прирівнявши N_w до залишилася верхній межі і підставивши формулу (9) в (8), отримуємо:

$$R = \frac{N_y \cdot \left(\frac{Q}{N_x} + 1\right)(N_x + N_y + 1) + N_y}{N_x + N_y}. \tag{10}$$

Надалі, R використовується як верхня межа, до якого число нейронів буде нарощуватися, поки не досягне оптимального значення. Як показує досвід побудови моделей на основі штучної нейронної мережі, нарощування нейронів в прихованому шарі понад отриманого межі R в більшості випадків є недоцільним.

Висновок

1. Таким чином, досягнення поставленої мети – зниження внутрішньовиробничих втрат при функціонуванні працездатності системи j-го агрегату зернозбирального комбайна, що підлягає технічному обслуговуванню – можливо лише при вирішенні задач зниження абсолютних значень помилок на всіх етапах виробничого процесу технічного обслуговування.

2. Виходячи з теоретичних напрацювань питання про оптимальну кількість прихованих шарів, а також з аналізу практичної застосовності штучної нейронної мережі для різних завдань класифікації, можна зробити висновок, що використання більше двох прихованих шарів при проектуванні мережі найчастіше недоцільно.

Список літератури

1. https://www.researchgate.net/publication/280303319_Technical_and_economic_performance_of_combine_harvester_in_farmers_field.html.
2. conf.rd.asu.lt/index.php/rd/article/download/151/34.html.
3. *Роговський І. Л.* Відновлення працездатності складальних одиниць сільськогосподарської машини. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків. 2015. Вип. 159. С. 224–232.
4. *Роговський І. Л.* Методологічність виконання технологічних операцій відновлення працездатності сільськогосподарських машин при обмежених ресурсах. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2015. Вип. 212. Ч. 1. С. 314–322.
5. *Rogovskii I. L., Melnyk V. I.* Model of parametric synthesis rehabilitation agricultural machines. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2016. Вип. 241. С. 387–395.
6. *Rogovskii I. L., Melnyk V. I.* Analyticity of spatial requirements for maintenance of agricultural machinery. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2016. Вип. 251. С. 400–407.
7. *Rogovskii I. L.* Analysis of model of recovery of agricultural machines and interpretation of results of numerical experiment. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2016. Вип. 254. С. 424–431.
8. *Калініченко Д. Ю., Роговський І. Л.* Аналіз систем і стратегій технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів та їх складових частин. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2017. Вип. 258. С. 382–392.
9. *Калініченко Д. Ю., Роговський І. Л.* Штучні когнітивні системи в процесах технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2017. Вип. 262. С. 353–361.

References

1. https://www.researchgate.net/publication/280303319_Technical_and_economic_performance_of_combine_harvester_in_farmers_field.html.
2. conf.rd.asu.lt/index.php/rd/article/download/151/34.html.
3. *Rogovskii, I. L.* (2015). Recovery Assembly units of agricultural machines. Bulletin of Kharkov National Technical University of Agriculture named Peter Vasilenko. Kharkov. Vol. 159. 224–232.
4. *Rogovskii, I. L.* (2015). Methodologist technological operations recovery of agricultural machines with limited resources. Scientific Herald of National University of Life and Enviromental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. 2015. Vol. 212. Part 1. 314–322.
5. *Rogovskii, I. L., Melnyk, V. I.* (2016). Model of parametric synthesis rehabilitation agricultural machines. Scientific Herald of National University of Life and Enviromental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. Vol. 241. 387–395.
6. *Rogovskii, I. L., Melnyk, V. I.* (2016). Analyticity of spatial requirements for maintenance of agricultural machinery. Scientific Herald of National University of Life

and Enviromental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. 2016. Vol. 251. 400–407.
7. *Rogovskii, I. L.* (2016). Analysis of model of recovery of agricultural machines and interpretation of results of numerical experiment. Scientific Herald of National University of Life and Enviromental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. Vol. 254. 424–431.
8. *Kalinichenko, D. Yu., Rogovskii, I. L.* (2017). Systems analysis and strategies for technical maintenance of combine harvesters and their parts. Scientific Herald of National University of Life and Enviromental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. Vol. 258. 382–392.
9. *Kalinichenko D. Yu., Rogovskii I. L.* (2017). Artificial cognitive systems in the processes of technical maintenance of combine harvesters. Scientific Herald of National University of Life and Enviromental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. Vol. 262. 353–361.

МАТЕМАТИЧЕСКИЙ АППАРАТ ОПИСАНИЯ МАРШРУТА ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ С УЧЕТОМ ВЫЯВЛЕНИЯ КОМБИНАЦИЙ ОТКАЗОВ

Д. Ю. Калиниченко, И. Л. Роговский

Аннотация. *В основе технического обслуживания зерноуборочных комбайнов за техническим состоянием лежит технический контроль, с помощью которого проводят непрерывный или периодический контроль параметров технического состояния, характеризующих текущее фактическое состояние узлов, механизмов или аграгатів. Прогнозирование выполняют при непрерывном контроле для определения наработки, в течение которого сохранится работоспособное состояние, а при периодическом контроле – для определения момента времени следующего контроля.*

Процесс технического контроля неисправностей состоит из обнаружения и локализации дефектов в системе зерноуборочных комбайнов. По мере усложнения технических систем зерноуборочных комбайнов и рост требований к безопасности, надежности и экологичности, технический контроль неисправностей становится все более значимой процедурой. Одним из примеров является система технического обслуживания зерноуборочных комбайнов, где требуется высокая надежность и работоспособность, низкий уровень выбросов, кроме того, технический контроль способствует повышению эффективности технического обслуживания зерноуборочных комбайнов.

Ключевые слова: ***анализ, система, стратегия, техническое обслуживание, зерноуборочный комбайн***

MATHEMATICAL APPARATUS OF DESCRIPTION OF ROUTE MAINTENANCE OF COMBINE HARVESTERS IN ACCORDANCE WITH DETECTION OF COMBINATIONS OF FAILURES

D. Yu. Kalinichenko, I. L. Rogovskii

Abstract. *The basis of the technical maintenance of combine harvesters for the technical condition is technical control, through which conduct continuous or periodic monitoring of the parameters of the technical condition characterizing the actual state of units, mechanisms or agregatu. Forecasting is performed by continuous monitoring to determine the developments during which you will remain healthy state and under periodic monitoring to determine the time of the next control.*

The process of technical control of faults consists of detection and location of defects in the system of combine harvesters. As the complexity of technical systems of combine harvesters and the growth requirements of safety, reliability and sustainability, technical fault monitoring is becoming increasingly important procedure. One example is the system of technical maintenance of combine harvesters, which require high reliability and performance, low emissions, in addition, the technical control helps to improve the effectiveness of the technical maintenance of combine harvesters.

Key words: ***analysis, system, strategy, technical maintenance, combine harvester***

УДК 656.1.004

ВПЛИВ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ТРАНСПОРТНИХ ПОТОКІВ ПЕРЕВЕЗЕННЯ ЗЕРНОВОГО ЗБІЖЖЯ

О. А. Воронков, аспірант*
І. Л. Роговський, кандидат технічних наук
e-mail: irogovskii@gmail.com

Анотація. *Для вирішення завдань управління необхідно застосовувати не тільки сучасні математичні моделі та методи управління, але і сучасні обчислювальні та телекомунікаційні засоби. Особливо це відноситься до того випадку, коли система управління транспортними потоками є підсистемою інтелектуальних транспортних систем перевезення зернового збіжжя. Система управління транспортними потоками*

***Науковий керівник – кандидат технічних наук І. Л. Роговський**

© О. А. Воронков, І. Л. Роговський, 2017

MATHEMATICAL APPARATUS OF DESCRIPTION OF ROUTE MAINTENANCE OF COMBINE HARVESTERS IN ACCORDANCE WITH DETECTION OF COMBINATIONS OF FAILURES

D. Yu. Kalinichenko, I. L. Rogovskii

Abstract. *The basis of the technical maintenance of combine harvesters for the technical condition is technical control, through which conduct continuous or periodic monitoring of the parameters of the technical condition characterizing the actual state of units, mechanisms or agregatu. Forecasting is performed by continuous monitoring to determine the developments during which you will remain healthy state and under periodic monitoring to determine the time of the next control.*

The process of technical control of faults consists of detection and location of defects in the system of combine harvesters. As the complexity of technical systems of combine harvesters and the growth requirements of safety, reliability and sustainability, technical fault monitoring is becoming increasingly important procedure. One example is the system of technical maintenance of combine harvesters, which require high reliability and performance, low emissions, in addition, the technical control helps to improve the effectiveness of the technical maintenance of combine harvesters.

Key words: ***analysis, system, strategy, technical maintenance, combine harvester***

УДК 656.1.004

ВПЛИВ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ТРАНСПОРТНИХ ПОТОКІВ ПЕРЕВЕЗЕННЯ ЗЕРНОВОГО ЗБІЖЖЯ

О. А. Воронков, аспірант*
І. Л. Роговський, кандидат технічних наук
e-mail: irogovskii@gmail.com

Анотація. *Для вирішення завдань управління необхідно застосовувати не тільки сучасні математичні моделі та методи управління, але і сучасні обчислювальні та телекомунікаційні засоби. Особливо це відноситься до того випадку, коли система управління транспортними потоками є підсистемою інтелектуальних транспортних систем перевезення зернового збіжжя. Система управління транспортними потоками*

***Науковий керівник – кандидат технічних наук І. Л. Роговський**

© О. А. Воронков, І. Л. Роговський, 2017

перевезення зернового збіжжя створюється для вирішення задач керування в реальному часі як підсистема інтелектуальних транспортних систем. Система є системою зі зворотним зв'язком. На підставі проведеного аналізу можна виділити наступні дванадцять особливості системи. Засоби комутації повинні забезпечити задані структуру і параметри системи зв'язку для передачі зібраних даних. Слід зазначити, що для передачі даних можливо, при дотриманні вимог безпеки, використовувати загальнодоступні канали зв'язку, наприклад Інтернет провайдерів або канали зв'язку операторів зв'язку даного регіону. Підсистема повинна бути орієнтована на зміни в структурі мережі зв'язку, типів каналів зв'язку (провідні, радіо, супутникові) і одночасну роботу різнотипних каналів зв'язку. Надійність підсистеми забезпечується резервуванням засобів збору і передачі даних. Виконання зазначених вимог забезпечується створенням відповідного профілю стандартів для даної підсистеми.

Ключові слова: ***зернове збіжжя, перевезення, потік, система, управління, транспорт***

Постановка проблеми. Відповідно до Державної програми розвитку сільського господарства та регулювання ринків сільськогосподарської продукції, сировини і продовольства на 2013-2020 роки агропромисловий комплекс і його базова галузь – сільське господарство – є провідними системоутворюючими галузями економіки країни, що формують агропродовольственный ринок, продовольчу і економічну безпеку, трудової та поселенський потенціал сільських територій, у рослинництві належить освоїти інтенсивні технології, що базуються на новому поколінні тракторів і сільськогосподарських машин.

Прогнозовані обсяги виробництва продукції сільського господарства по більшості їх видів дозволять забезпечити харчування населення країни за раціональним нормам і таким чином наблизитися до вирішення основних завдань, визначених Доктриною продовольчої безпеки.

Проблема забезпечення жителів країни сільськогосподарським продовольством найбільш актуальна в зонах ризикованого землеробства. Ситуація ускладнюється тим, що розглянутий вид сільськогосподарського виробництва – рослинництво – обумовлюється сполученням, пов'язаних зі складними погодними умовами: значними коливаннями температури, високою відносною вологістю повітря та частими, непередбачуваними опадами. Це значно скорочує терміни та час збирання, що призводить до нестабільності ходу збирально-транспортного процесу. Адже, як

відомо, оптимальний строк збирання зернових – 2-3 тижні після повного їх дозрівання, а подальше затягування веде до підвищення втрат зерна за рахунок осипання, зниження температури навколишнього повітря та випадання великої кількості опадів. Внаслідок цього вирішення питань своєчасної та якісної організації та проведення збирально-транспортного процесу (ЗТП) на збиранні зернових є актуальною задачею.

Таким чином, питання про розробку нових рішень по організації і регулюванню збирально-транспортного процесу є своєчасним і необхідним в нових умовах господарювання. В даний час існує ряд методик і розробок з організації та регулювання збирально - транспортного процесу. Але цього складного логістичного процесу приділяється недостатньо уваги при всьому тому, що цей процес є кінцевим етапом обробітку зернових. Від того, як чітко і злагоджено буде побудований збирально-транспортний процес, залежать якість і подальший рух отриманого врожаю. Що є логістика збирально-транспортного процесу на збиранні зернових культур? Це розробка процесу, що враховує людський фактор та матеріально-технічні ресурси з наступ - ною раціоналізацією і виведенням взаємозв'язків руху зерна від комбайна до струму. Частка експлуатаційних витрат на збирання врожаю з поля і його транспортування до відділення приймання післязбиральної обробки зерна становлять 40-45% всіх витрат на його обробіток.

Аналіз останніх досліджень. Методи дослідження збирально-транспортних процесів при виробництві продукції рослинництва базуються на основних теоретичних положеннях науки про експлуатації машин [1]. Можна виділити три найбільш загальних підходи при розгляді досліджуваного питання: детермінований, стохастичний, імітаційний. При детермінованому підході зважаючи деяких припущень про незмінність параметрів машин в процесі роботи виникають проблеми в дослідженні впливу умов його протікання, збурюючих впливів окремих факторів на показники і якість функціонування систем, що в підсумку призводило до викривлення, а іноді до недостовірних результатів [2]. При побудові виробничих процесів у 80-х роках XX ст. знайшло застосування імітаційні моделі для обґрунтування складів машин підсистем в складних технологічних системах. Цей метод дає точні результати, але самі імітаційні моделі складні і на сучасному етапі їх застосування обмежене [3].

Аналіз робіт [2–6] по дослідженню збиральних і транспортних процесів з використанням методу імітаційного моделювання показав, що цей метод ефективний, але у деяких випадках для

перевірки адекватності моделі відсутня можливість проведення повномасштабного експерименту.

Поряд з перерахованими знайшли застосування стохастичні підходи, найбільш поширеною стала стохастична модель, що базується на математичному апараті теорії масового обслуговування (ТМО). Методами ТМО можна з достатньою точністю вирішувати завдання, пов'язані з аналізом поведінки складних систем, статистичних завдань, операційних завдань і т. д.

Як показав аналіз робіт по дослідженню ЗТП із застосуванням ТМО, що на початковій стадії вивчення для перевірки гіпотез і припущень щодо обґрунтування параметрів процесу і машин цей метод як і раніше найбільш простий і зручний. Так в роботі [4] знайшли застосування елементи ТМО для обгрунтування оптимальних параметрів технологічних збирально-транспортних систем при обслуговуванні безбункерных прибиральних машин, на підставі результатів яких виробництву були запропоновані рекомендації. Тому для подальшого дослідження ЗТП на даному етапі функціонування будемо розглядати з застосуванням елементів ТМО. Як правило, завдання дослідження з використанням теорії масового обслуговування зводяться до необхідності визначення оптимального потоку для забезпечення необхідної якості обслуговування. Загальна особливість всіх завдань, пов'язаних з масовим обслуговуванням – це випадковий характер досліджуваних явищ. Кількість вимог на обслуговування і тимчасові інтервали між надходженнями, тривалість обслуговування випадкові. Час прибуття вимог у деяких видах систем масового обслуговування також випадково [1–7].

Мета досліджень – узагальнити результати виробничого дослідження впливу основних параметрів на ефективність транспортних потоків перевезення зернового збіжжя.

Результати досліджень. У відповідності з гіпотезою, прийнятої у даній роботі, нами зроблена спроба формування і всебічного дослідження збирально-транспортної системи з застосуванням позиціонування і моніторингу функціонування якої забезпечувало б безперебійну роботу всіх її підсистем з оптимальною продуктивністю.

У ході експериментів в якості факторів досліджувалися врожайність, U (x1), об'єм бункера, QБ (x2), вантажопідйомність транспорту, q (x3), відстань перевезень, L (x4), об'єм причепа-перевантажувача, QПП (x5).

В якості незалежного параметра оптимізації обрано продуктивність системи W (т/год). За результатами проведених експериментів і їх статистичної обробки, з використанням стандартних програм, нами отримано рівняння регресії у вигляді

W (x1, x2, x3, x4, x5). Побудова математичної моделі протікання збирально-транспортного процесу проводилися згідно з методикою по матриці плану експериментів. Після проведення експериментів і отримання критерію оптимізації продуктивності системи W (т/год), здійснювалися обробка даних та побудова математичної моделі. Необхідні діагональні елементи для розрахунку коефіцієнтів визначалися з матриці, де N∗ = 0,160, r∗ = 0,410, a-1 = 0,056, a*= -0,0355, p*= -0,090, p-1 = 0,063 – діагональні елементи визначалися з матриці.

Встановлено, що коефіцієнти регресії канонічного рівняння мають різні знаки, отже, поверхня відгуку типу мінімакс, з координатами центру фігури x1 =0,925, x2 =0,308, x3 0,793, x4 =-0,905, x5=-0,96 (фактори, відповідно, мають значення: урожайність, U = 3,0 т/га, об'єм бункера, QБ =8,0 м^3, вантажопідйомність транспорту, q=20 т, відстань перевезень, L= 7км, обсяг причепа - перевантажувача, QПП= 22м^3).

Побудовані поверхні відгуку (рис. 1) для візуальної оцінки впливу того чи іншого параметра на зміну продуктивності системи Wзтп. В цьому випадку величина фактора x1 прийнятого інтервалу варіювання фактора зміститься на 0,821 кроку варіювання від центру плану і складе в натуральному вигляді 3,021 т/га, а фактор x2 – на 0,674 або 10,859 м3, при цьому Ys=13,3 т/год, кут повороту осей координат від початкового положення складу становить α =0,02°.

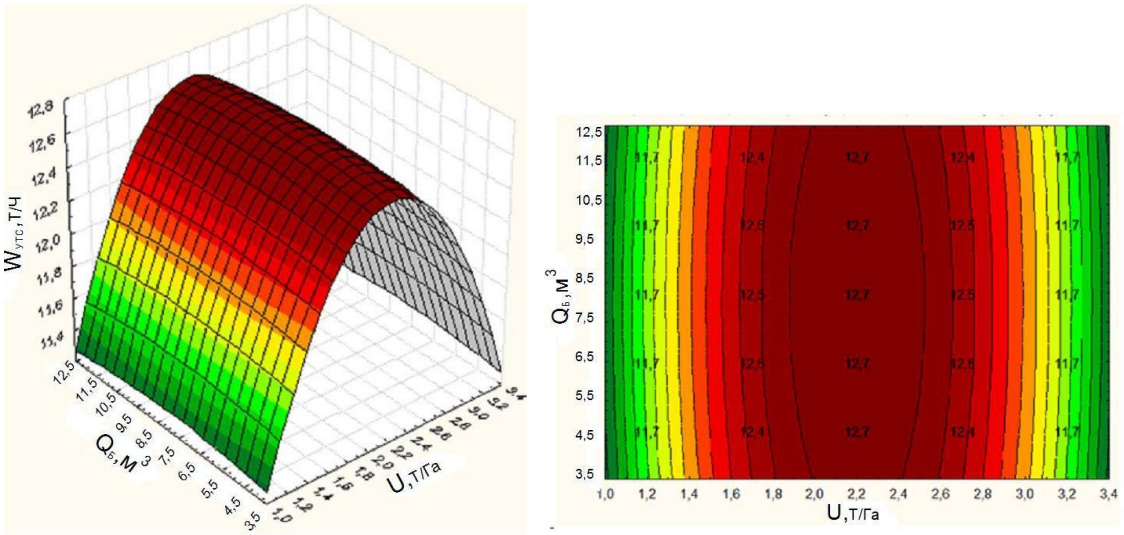


Рис. 1. Залежність продуктивності ЗТП від урожайності зернових та об'єму бункера: а) поверхня відгуку, б) двовимірний переріз.

Аналізуючи поверхню відгуку (рис. 1), можна сказати, що зміна величини врожайності вправо і вліво від центру поверхні відгуку

призводить до збільшення продуктивності (12,4-12,7 т/год, що становить 0,3 т/год) на більшу величину, ніж при зміні об'єму бункера комбайна. Отже, врожайність має більший вплив на продуктивність ЗТП, ніж об’єм бункера.

Вивчення впливу урожайності і вантажопідйомності транспорту на критерій оптимізації проведено аналогічно (рис. 2). У цьому випадку коефіцієнти B11 і B33 мають різні знаки. Гіперболи витягнуті по осі B11, якій відповідає менше за абсолютною величиною значення коефіцієнта в канонічне рівняння. В цьому випадку значення відгуку збільшується від центру фігури з цієї осі і зменшується – по осі коефіцієнта B33. Центр поверхні відгуку називається сідлом або минимаксом, поверхня відгуку гіперболічним параболоидом. Аналізуючи поверхня відгуку (рис. 2), можна сказати, що зміна урожайності вправо і вліво від центру поверхні відгуку призводить до збільшення продуктивності (8,25– 8,73 – 0,48 т/год) на більшу величину, ніж зміна вантажопідйомності транспортного засобу (8,73–8,88 т/год, що становить 0,15 т/год). Отже, врожайність має більший вплив на продуктивність ЗТП, ніж вантажопідйомність транспортного засобу.

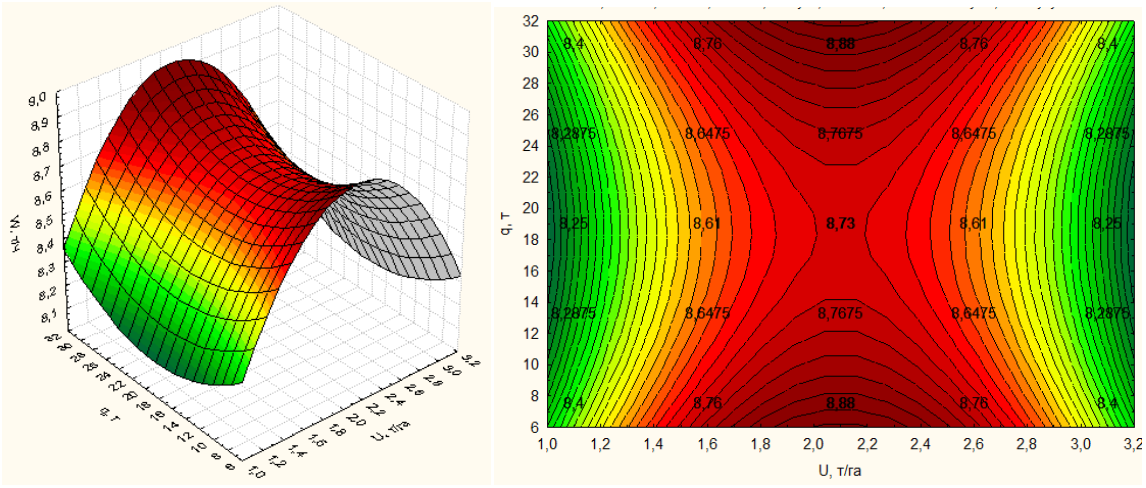


Рис. 2. Залежність продуктивності ЗТП від врожайності зернових і вантажопідйомності транспорту: а) поверхня відгуку, б) двовимірний переріз.

Вивчення впливу урожайності та відстані перевезень на критерій оптимізації проведено аналогічно.

Аналізуючи поверхня відгуку, можна сказати, що зміна урожайності вправо і вліво від центру поверхні відгуку, призводить до збільшення продуктивності (10,32–10,56 т/год, що становить 0,24 т/год) на більшу величину, ніж зміна відстані перевезень (10,15–10,32–0,17 т/год). Отже, врожайність має більший вплив на продуктивність ЗТП, ніж відстань перевезень.

Вивчення впливу урожайності та об'єму бункера прицепаперегружателя на критерій оптимізації проведено аналогічно, отримали поверхня відгуку, центр інтервалів варіювання факторів змістився.

Поверхня відгуку є еліптичним параболоидом. Обидва коефіцієнти B11 і B55 мають однакові знаки. Центр еліпсів є максимумом. Аналізуючи отримані дані, можна сказати, що зміна урожайності вправо і вліво від центру поверхні відгуку призводить до зміни продуктивності (17,7–15,9 т/год, що становить 1,8 т/год) на більшу величину, ніж зміна обсягу причепа-перевантажувача (17,27–16,8 т/год – 0,47 т/год). Отже, врожайність має більший вплив на продуктивність ЗТП ніж об'єм бункера-перевантажувача.

Коефіцієнти негативні і еліпси витягнуті по осі x1. Вивчення впливу обсягу бункера і вантажопідйомності транспорту на критерій оптимізації проведено аналогічно, центр інтервалів варіювання факторів змістився. Аналізуючи поверхня відгуку, можна сказати, що зміна об'єму бункера вправо і вліво від центру поверхні відгуку призводить до зменшення продуктивності (9,13-8,21 т/год, що становить 0,92 т/год), а зміна вантажопідйомності ТЗ до зниження (9,13– 9,00 – 0,13 т/год). Отже, обсяг бункера має більший вплив на продуктивність ЗТП, ніж вантажопідйомність транспортного засобу.

Вивчення впливу обсягу бункера і відстані перевезень на критерій оптимізації проведено аналогічно, центр інтервалів варіювання факторів змістився. Аналізуючи отримані результати, можна сказати, що зміна об'єму бункера вправо і вліво від центру поверхні відгуку призводить до збільшення продуктивності (9,40–9,64 т/год, що становить 0,24 т/год) на меншу величину, ніж зміна відстані перевезень (9,40–8,58 – 0,82 т/год). Отже, відстань перевезень надає більший вплив на продуктивність ЗТП, ніж обсяг бункера. Вивчення впливу обсягу бункера і обсягу причепа-перенавантажувача (далі – ПП) на критерій оптимізації проведено аналогічно, отримали поверхня відгуку, центр інтервалів варіювання факторів змістився. Поверхня відгуку є еліптичним параболоидом. Обидва коефіцієнта B33 і B44 мають однакові знаки. Центр еліпсів є максимумом, аналізуючи результати, можна сказати, що зміна об'єму бункера вправо і вліво від центру поверхні відгуку призводить до зменшення продуктивності ЗТП (17,2–15,6 т/год, що становить 1,6 т/год) на більшу величину, ніж зміна обсягу причепа-перевантажувача (16,4–15,6 т/год – 0,8 т/год). Отже, обсяг бункера надає більший вплив на продуктивність ЗТП, ніж об’єм ПП. Коефіцієнти негативні і еліпси витягнуті по осі x2.

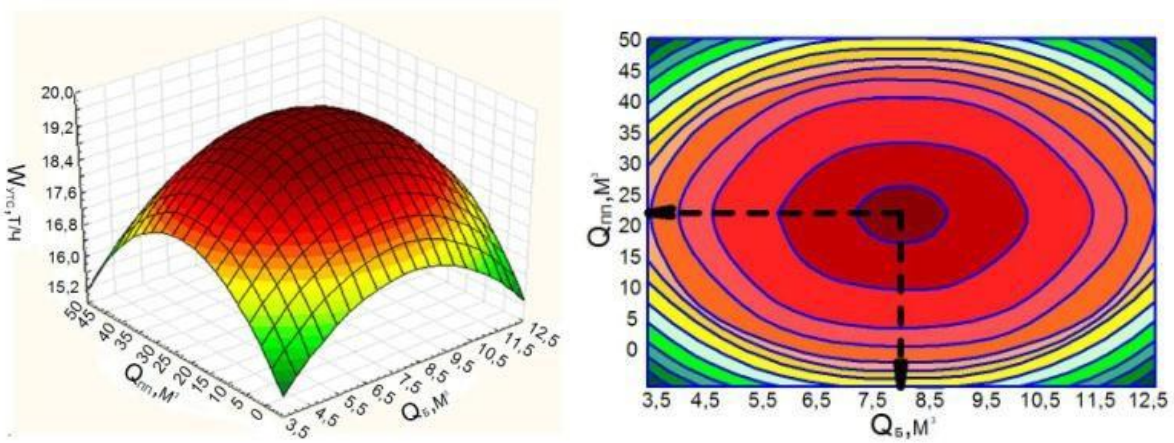


Рис. 3. Залежність продуктивності ЗТП від об'єму бункера комбайна і обсягу причепи перевантажувачі: а) поверхня відгуку, б) двовимірний переріз.

Вивчення впливу вантажопідйомності ТЗ і відстані перевезень на критерій оптимізації проведено аналогічно, центр інтервалів варіювання факторів змістився. За цим, можна сказати, що зміна вантажопідйомномті ТЗ вправо і вліво від центру поверхні відгуку, призводить до збільшення продуктивності ЗТП (9,8–10,3 т/год, що становить 0,5 т/год) на більшу величину, ніж зміна відстані перевезень (9,6–9,4 т/год – 0,2 т/год). Отже, вантажопідйомність ТЗ має більший вплив на продуктивність ЗТП, ніж відстань перевезень.

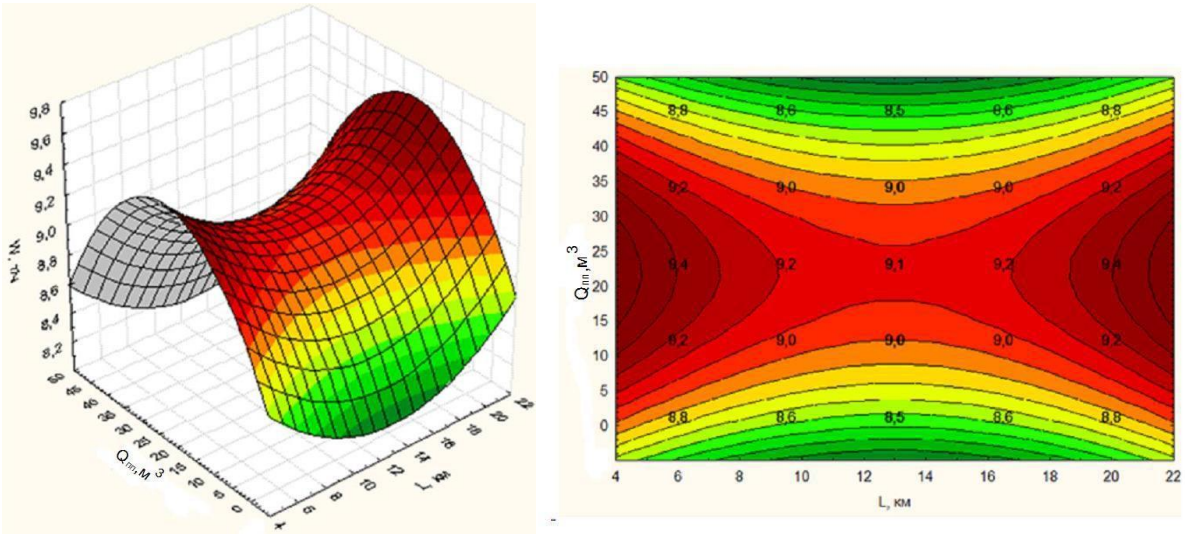


Рис. 4. Залежність продуктивності ЗТП від відстані перевезень та обсягу ПП: а) поверхня відгуку, б) двовимірний переріз.

Вивчення впливу вантажопідйомності ТЗ та об’єму ПП на критерій оптимізації проведено аналогічно, центр інтервалів варіювання факторів змістився. Аналізуючи, можна сказати, що зміна вантажопідйомності ТЗ вправо і вліво від центру поверхні відгуку

призводить до збільшення продуктивності ЗТП (10,3–9,6 т/год, що становить 0,7 т/год) на меншу величину, ніж зміна обсягу ПП (9,8–8,9 т/год – 0,9 т/год). Отже, вантажопідйомність ТЗ чинить менший вплив на продуктивність ЗТП, ніж обсяг ПП.

Вивчення впливу відстані перевезень та обсягу ПП на критерій оптимізації проведено аналогічно, центр інтервалів варіювання факторів змістився. Аналізуючи, можна сказати, що зміна відстані перевезень вправо і вліво від центру поверхні відгуку, призводить до збільшення продуктивності ЗТП (9,1–9,4 т/год, що становить 0,3 т/год) на меншу величину, ніж зміна обсягу ПП (9,2– 8,5 т/год – 0,7 т/год), Отже, відстань перевезень чинить менший вплив на продуктивність ЗТП, ніж об'єм ПП.

Канонічне перетворення експериментальної моделі, отриманої застосуванням симетричного композиційного плану типу В4, показало, що середини інтервалів варіювання досліджуваних факторів мають значення у кодованому вигляді: x1 =0,925, x2 =0,308, x3=0,793, x4 =-0,905, x5=- 0,96, при цьому продуктивність ЗТП W = 13,5 т/год. У натуральному вигляді величини параметрів оптимізації наступні: врожайність 3,0 т/га, об'єм бункера 8 м^3, вантажопідйомність транспорту 20 т, відстань перевезень 7 км, об'єм причепа-перевантажувача 22 м^3.

На підставі проведених експериментів можна зробити наступні висновки:

1) найбільший вплив на продуктивність УТС в досліджуваному діапазоні має врожайність, U, т/га,

2) обсяг бункера комбайна, Qб, м^3 також надає значний вплив на продуктивність ЗТПмність ТЗ, q, т меншою мірою впливає на продуктивність ЗТП,

4) відстань перевезень, L, км впливає на продуктивність транспортного засобу,

5) обсяг ПП, Qпп, м^3 меншою мірою впливає на продуктивність ЗТП.

Оцінка використання збирально-транспортного процесу була проведена за основними показниками визначення ефективності функціонування – питомою приведених витратах. Розрахунки виконувалися за нормами, розцінками і цінами, актуальним станом на 1 вересня 2017 р. У процесі дослідження оцінювалася ефективність ЗТП при транспортному обслуговуванні перевезення зернового збіжжя: 1) прямоточні перевезення автопоїздами, тракторними поїздами, 2) оборотними причепами, 3) з перевантаженням матеріалу в великовантажний причіп-перевантажувач. Відстань перевезень зерна розглядалася в діапазоні 2–21 км.

У всіх розглянутих випадках забезпечувалася однакова продуктивність ЗТП, при цьому відхилення в межах похибки не 10 %.

Аналізуючи виробничий і експериментальний для ЗТП баланс основного часу зміни, виявили, що підвищення продуктивності можливе за рахунок здійснення наступних заходів.

А. Застосування систем супутникової навігації та моніторингу машин для підготовки полів до початку збирання з прокладкою раціонального числа РМ, контролю і координації маршрутів руху машин в підсистемах, при цьому за один цикл ТЗ, системи при правильному їх використанні дозволяють скоротити пробіг в 3 рази, тим самим скоротити витрати на паливо.

Для КамАЗ – 55111 СЗАП-85514 по базовим варіантом при 20 робочих змінах додаткові витрати дорівнюють 1331 грн. на одиницю рухумого складу. Для КамАЗ – 55111 СЗАП-85514с застосуванням систем супутникової навігації і РМ при 20 робочих змінах додаткові витрати дорівнюють 416 грн. на одиницю рухомого складу. При цьому економія складе 915 грн.

Б. При перевезеннях оборотними причепами потреба в ТЗ на 25 % менше ніж при прямоточному процесі, відповідно витрати на виробництво 1 т зерна будуть нижче. При транспортному обслуговуванні із застосуванням перевантажувальної технології при введенні в систему великовантажного ПП знижується потреба ТЗ на 2-3 одиниці. При цьому продуктивність високопродуктивних ПП підвищується на 10-25%. Результати отриманих даних підтверджують правомірність прийнятих заходів. Так, наприклад, застосування систем супутникової навігації і РМ дозволяє досягти економії 900-1300 грн. на рухомий склад при 20-денному збиральному періоді. Підвищення продуктивності високопродуктивного ПП і CLAAS Tucano 450 при урожайності 6,2 т/га на 10-25 % дозволить добрати 0,7-1,2 т зерна за зміну.

Висновок. Результати отриманих даних підтверджують правомірність прийнятих заходів. Так, наприклад, застосування систем супутникової навігації і РМ дозволяє досягти економії 900-1300 грн. на рухомий склад при 20-денному збиральному періоді. Підвищення продуктивності високопродуктивного ПП і CLAAS Tucano 450 при урожайності 6,2 т/га на 10-25 % дозволить добрати 0,7-1,2 т зерна за зміну.

Список літератури

1. *Гаврилов Е. В., Дмитриченко М. Ф., Доля В. К., Лановий О. Т., Линник І. Е., Поліщук В. П.* Системологія на транспорті. Основи теорії систем і управління: книга 1. Київ. Знання. 2005. 344 с.

2. *Воронков О. А., Роговський І. Л.* Загальні принципи створення системи управління транспортними потоками перевезення зернового збіжжя. Науковий

вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2017. Вип. 258. С. 392–400.
3. *Воронков О. А., Роговський І. Л.* Аналіз ролі автомобільного транспорту в транспортно-технологічному забезпеченні АПК. Збірник тез доповідей II-ї Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології аграрного виробництва», 9-10 листопада 2016 року. Київ. 2016. С. 215–216.
4. *Войтюк В. Д., Рубльов В. І., Роговський І. Л.* Системні принципи забезпечення якості технічного сервісу сільськогосподарської техніки: монографія. Київ. НУБіП України. 2016. 360 с.
5. *Pavel Vavra*. Role, Usage and Motivation for Contracting in Agriculture. OECD. 2017. France. 36 p. http://www.oecd.org/tad/agricultural-trade/43057136.pdf.
6. *Rogovskii I. L.* Analysis of model of recovery of agricultural machines and interpretation of results of numerical experiment. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2016. Вип. 254. С. 424–431.
7. *Воронков О. А., Роговський І. Л.* Варіанти структурних рішень системи управління транспортними потоками перевезення зернового збіжжя. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2017. Вип. 262. С. 361–367.

References

1. *Gavrilov E. V., Dmitrichenko M. F., Dolya V. K., Lanovoy A. T., Linnik E. I., Polishchuk V. P.* (2005). Systematology transport. Fundamentals of the theory of systems and control: book 1. Kiev. 344.
2. *Voronkov O. A., Rogovskii I. L.* (2017). General principles of creation of control systems of transport streams transport grain production. Scientific Herald of National University of Life and Enviromental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. Vol. 258. 392–400.
3. *Voronkov O. A., Rogovskii I. L.* (2016). Analysis of the role of road transport in the transport-technological support of agriculture. Collection of abstracts of II-nd International scientific-practical conference "Modern technologies of agricultural production", 9-10 November 2016. Kiev. 215–216.
4. *Voytyuk V. D., Rublyov V. I.*, *Rogovskii I. L.* (2016). System guidelines for quality assurance of technical service of agricultural machinery. Kiev. NULESU. 360.
5. *Pavel Vavra*. (2017). Role, Usage and Motivation for Contracting in Agriculture. OECD. France. 36 p. http://www.oecd.org/tad/agricultural-trade/43057136.pdf.
6. *Rogovskii I. L.* (2016). Analysis of model of recovery of agricultural machines and interpretation of results of numerical experiment. Scientific Herald of National University of Life and Enviromental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. Vol. 254. 424–431.
7. *Voronkov O. A., Rogovskii I. L.* (2017). Options of structural solutions of the system of management of transport flows transport grain bread. Scientific Herald of National University of Life and Enviromental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. Vol. 262. 361–367.

ВЛИЯНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТРАНСПОРТНЫХ ПОТОКОВ ПЕРЕВОЗКИ ЗЕРНОВОГО ХЛЕБА

А. А. Воронков, И. Л. Роговский

Аннотация. *Для решения задач управления необходимо применять не только современные математические модели и*

методы управления, но и современные вычислительные и телекоммуникационные средства. Особенно это относится к тому случаю, когда система управления транспортными потоками является подсистемой интеллектуальных транспортных систем перевозки зернового хлеба. Система управления транспортными потоками перевозки зернового хлеба создается для решения задач управления в реальном времени как подсистема интеллектуальных транспортных систем. Система является системой с обратной связью. На основании проведенного анализа можно выделить следующие двенадцать особенности системы. Средства коммутации должны обеспечить заданные структуру и параметры системы связи для передачи собранных данных. Следует отметить, что для передачи данных возможно, при соблюдении требований безопасности, использовать общедоступные каналы связи, например Интернет провайдеров или каналы связи операторов связи данного региона. Подсистема должна быть ориентирована на изменения в структуре сети связи, типов каналов связи (проводные, радио, спутниковые) и одновременную работу разнотипных каналов связи. Надежность подсистемы обеспечивается резервированием средств сбора и передачи данных. Выполнение указанных требований обеспечивается созданием соответствующего профиля стандартов для данной подсистемы.

Ключевые слова: ***зерно, перевозки, поток, система, управление, транспорт***

INFLUENCE OF MAIN PARAMETERS ON EFFICIENCY OF TRANSPORT FLOWS TRANSPORTING GRAIN PRODUCTION

O. A. Voronkov, I. L. Rogovskii

Abstract. *For the solution of management tasks is necessary to apply not only modern mathematical models and control methods, and modern computing and telecommunication tools. This particularly applies to the case when the system of traffic control is a subsystem of intelligent transportation systems transportation of corn bread. Control system of transport flows transport grain bread is created for the solution of management tasks in real time as a subsystem of intelligent transport systems. The system is a feedback system. On the basis of the conducted analysis it is possible to distinguish the following twelve features of the system. Means of commutation shall provide the specified structure and parameters of the communication system to transfer collected data. It should be noted that for the transmission of data is possible, subject to safety requirements, use of public communication channels, such as Internet service providers or channels of*

communication Telecom operators in the region. The subsystem should be focused on changes in the structure of communication network, types of communication channels (wire, radio, satellite) and simultaneous operation of different types of communication channels. The reliability of the subsystem is provided by redundant means of data collection and transmission. Compliance with these requirements is ensured by the corresponding profile of standards for a given subsystem.

Key words: ***grain, transportation, stream, system, management, transport***

УДК 631.1.004

ЗАГАЛЬНІ ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ ТЕХНІЧНОГО КОНТРОЛЮ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН ЗА ПАРАМЕТРАМИ ПРОЦЕСУ ПАЛИВОПОДАЧІ

І. Л. Роговський, кандидат технічних наук
e-mail: irogovskii@gmail.com

Анотація. *Одним з основних елементів системи управління виникнення відмов паливної апаратури сільськогосподарських машин є управління факторами ризику для виникнення самих відмов. Зменшення ризику можливо різними способами (наприклад, заміна обладнання, навчання персоналу та ін).*

Для ефективної реалізації компонентів потрібно розробляти методики для кожного елемента системи управління виникнення відмов сільськогосподарських машин. У діючих аграрних компаніях вже розроблені системи і є свої напрацювання в цій області. В основі прийняття рішення по корекції рівня ризику виникнення відмов лежить експертний метод, і даний етап є складним.

Відомо, що забезпечити нульовий ризик у діючих системах неможливо. В даний час концепція абсолютної безвідмовності відкинута і використовується концепція прийнятного (допустимого) ризику виникнення відмов, суть якої полягає в прагненні до забезпечення такого рівня безвідмовності, який є прийнятним в даний період часу або найменшого практично можливого рівня.

Досягнення найменшого практично можливого рівня визначається фінансовими ресурсами аграрних компаніях. Грамотне розподіл ресурсів є одним з найбільш важливих організаційних процесів аграрних компаніях. Недолік фінансування заходів щодо забезпечення безвідмовності сільськогосподарських

© І. Л. Роговський, 2017

communication Telecom operators in the region. The subsystem should be focused on changes in the structure of communication network, types of communication channels (wire, radio, satellite) and simultaneous operation of different types of communication channels. The reliability of the subsystem is provided by redundant means of data collection and transmission. Compliance with these requirements is ensured by the corresponding profile of standards for a given subsystem.

Key words: ***grain, transportation, stream, system, management, transport***

УДК 631.1.004

ЗАГАЛЬНІ ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ ТЕХНІЧНОГО КОНТРОЛЮ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН ЗА ПАРАМЕТРАМИ ПРОЦЕСУ ПАЛИВОПОДАЧІ

І. Л. Роговський, кандидат технічних наук
e-mail: irogovskii@gmail.com

Анотація. *Одним з основних елементів системи управління виникнення відмов паливної апаратури сільськогосподарських машин є управління факторами ризику для виникнення самих відмов. Зменшення ризику можливо різними способами (наприклад, заміна обладнання, навчання персоналу та ін).*

Для ефективної реалізації компонентів потрібно розробляти методики для кожного елемента системи управління виникнення відмов сільськогосподарських машин. У діючих аграрних компаніях вже розроблені системи і є свої напрацювання в цій області. В основі прийняття рішення по корекції рівня ризику виникнення відмов лежить експертний метод, і даний етап є складним.

Відомо, що забезпечити нульовий ризик у діючих системах неможливо. В даний час концепція абсолютної безвідмовності відкинута і використовується концепція прийнятного (допустимого) ризику виникнення відмов, суть якої полягає в прагненні до забезпечення такого рівня безвідмовності, який є прийнятним в даний період часу або найменшого практично можливого рівня.

Досягнення найменшого практично можливого рівня визначається фінансовими ресурсами аграрних компаніях. Грамотне розподіл ресурсів є одним з найбільш важливих організаційних процесів аграрних компаніях. Недолік фінансування заходів щодо забезпечення безвідмовності сільськогосподарських

© І. Л. Роговський, 2017

машин може негативно позначитися на валовий збір продукції расстениеводства, надлишок – негативно вплине на фінансовий стан компанії.

Ключові слова: ***ймовірність, втрата, експлуатація, працездатність, сільськогосподарська машина***

Постановка проблеми. Якість процесу подачі пального і його підготовка до згоряння в камері стискання дизеля з безпосереднім впорскуванням є одним із найважливіших факторів, які визначають всі характеристики двигуна , в тому числі і його експлуатаційні дані. Порушення регулювань паливної апаратури в процесі експлуатації призводить не тільки до погіршення показників потужності і паливної економічності, а й зменшення ресурсу двигуна. Тому оцінка технічного стану паливної апаратури і попередження відмов за рахунок проведення діагностування має велике значення в підтриманні паливної апаратури в робочому стані.

Технічний стан будь-якого об'єкту визначають структурні та діагностичні параметри. Перш ніж перейти до питання визначення цих параметрів, необхідно проаналізувати вимоги до паливної апаратури і сам процес паливоподачі.

Як показує практика експлуатації дизелів, паливна апаратура повинна забезпечити:

а) подачу на цикл заданої кількості пального, однакової в усі циліндри у відповідності із режимом роботи двигуна;

б) подачу пального згідно заданої характеристики впорскування (закону подачі), ідентичній в усіх циліндрах двигуна і у відповідності із режимом роботи двигуна;

в) подачу пального в певний момент часу відносно ВМТ кожного циліндра двигуна у відповідності із режимом його роботи;

г) необхідну (для надійного запалення і найбільш повного згоряння) ступінь розпилювання пального;

д) оптимальне розподілення пального по камері повітряного заряду;

е) стабільність перерахованих параметрів в часі і по комплектах паливної апаратури.

Аналіз останніх досліджень. Перша вимога стосується такого важливого параметра процесу паливоподачі як циклова подача пального, яка може бути визначена за формулою [1]:

$$q_{ц} = \frac{q_e \cdot N_e \cdot k}{60m \cdot n_{\partial} \cdot i \cdot \rho} 10^3, \qquad (1)$$

де $q_{ц}$ – циклова подача однією секцією насоса, $см^3/цикл$; N_e – ефективна потужність дизеля, кс; q_e – питомі витрати пального,

г/к.с.год; k – коефіцієнт перевантаження дизеля; m – коефіцієнт тактності дизеля (для чотиритактного двигуна м=0,5); n_∂ – частота обертання вала дизеля, хв; i – число циліндрів дизеля; ρ – густина пального $кг/м^3$.

Із формули (1) видно, ефективна потужність і економічність дизеля залежить від циклової подачі пального. Рівномірність навантаження циліндрів залежить від рівномірності подачі пального по циліндрах дизеля. Необхідна величина циклової подачі повинна забезпечуватись на найбільш важливих режимах роботи двигуна: режимі максимальної потужності, якому відповідає максимальна частота обертання колінчастого вала, а, відповідно, і найбільші механічні навантаження, і режимі максимального кружного моменту, для якого характерні максимальна теплова напруженість поршневої групи. Досить відповідальним є режим мінімально стійких обертів холостого ходу.

Друга вимога [2] стосується характеристики впорскування – залежності кількості впорснутого пального від кута поворота кулачкового вала паливного насоса. Це найважливіший параметр процесу паливоподачі, який характеризує інтенсивність, з якою подається пальне на протязі заданого проміжку часу. Його можна представити у вигляді:

$$Q_c = \mu_c f_c \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_\Phi^{'} - P_ц} , \qquad (2)$$

де Q_c – секундна подача пального форсункою (інтенсивність подачі), $м^3/с$; M_c – коефіцієнт витрат пального через соплові отвори; f_c – площа соплових отворів розпилювача, $м^2$; $P_\Phi^{'}$ – поточний тиск в об'ємі між запірним корпусом голки і сопловими отворами, Па; $P_ц$ – тиск газів в циліндрі двигуна, Па.

Характеристика впорскування і тонкість розпилювання пального являються основними факторами, що впливають на ефективність роботи двигуна. Характеристика впорскування залежить від величини циклової подачі, частоти обертання колінчастого вала і регулювання форсунки [3]. За однієї і тієї ж циклової подачі характеристика впорскування може бути різною.

Третя вимога стосується кутових параметрів паливоподачі: кута випередження впорскування, який залежить від кута випередження подачі пального [4]. Від цих параметрів в значній мірі залежать такі показники як період затримки спалаху, швидкість зростання тиску, максимальний тиск згоряння, повнота згоряння, які впливають на потужність, економічність і довговічність двигуна.

Четверта і п'ята вимоги стосуються якості розпилювання

пального і рівномірності його розподілу по об’єму камери згоряння. Це забезпечує найбільшу поверхню контакту пального з гарячими газами і, як наслідок, повне і швидке згоряння [5].

Із шостої вимоги найбільш важливою з точки зору експлуатації, є стабільність циклової подачі, параметрів характеристики впорскування і кута випередження подачі пального, які змінюються в результаті зміни технічного стану елементів паливної апаратури. Це відбувається в результаті зношення, в першу чергу, прецизійних деталей, що має такі негативні наслідки [6]:

- запізнення початку і скорочення тривалості впорскування;
- збільшення витрат через зазори в плунжерній парі, тобто зменшення циклової подачі;
- погіршення якості розпилювання і збільшення підтікання пального через розпилювач;
- зменшення залишкового тиску в паливопроводі і погіршення умов подачі палива форсункою.

Виходячи з вимог до паливної апаратури при оцінці її загального технічного стану, необхідно контролювати такі параметри паливоподачі: циклову подачу, характеристики впорскування і кут випередження початку впорскування на номінальному режимі та режимі максимального кружного моменту. Крім цього необхідно контролювати ідентичність цих параметрів по лініях нагнітання.

Слід зазначити, що контроль характеристики впорскування вкрай тяжка і трудомістка справа, тому для діагностування паливної апаратури використовують характеристику зміни тиску в нагнітальному паливопроводі.

Мета досліджень узагальнити теоретичні положення технічного контролю паливної апаратури сільськогосподарських машин за параметрами процесу паливоподачі.

Результати досліджень. Всі діагностичні параметри можна розділити на дві групи: узагальнені і часткові. Перші характеризують загальний стан вузлів, механізмів і об’єкта в цілому; другі – стан окремих вузлів і механізмів об’єкта. Стан елементів механізму в процесі експлуатації змінюється в тісному взаємозв’язку один з одним. Не дивлячись на те, що на цей процес впливає ряд випадкових факторів, взаємозв’язок між зміною стану окремих елементів або ланок може бути описаний причинно-наслідковими зв’язками, які утворюють причинно-наслідкову модель механізму.

Як зазначено, причинно-наслідковий аналіз починають з визначення основного вихідного сигналу (параметра) об’єкта. Для цього аналізують принципові схеми вузлів паливної апаратури і складають логічні схеми роботи. Елементи в цих схемах розташовують в напрямку руху пального і визначають логічні функції

роботи механізму. Вихідна величина останнього елемента буде характеризувати стан цієї частини механізму. Для паливної апаратури таким вихідним параметром є характеристика впорскування. Для визначення причин, які безпосередньо впливають на характеристику впорскування, розглянемо процес паливоподачі.

Взаємозв'язок між характеристикою впорскування і основними елементами і параметрами паливного насоса, форсунки, нагнітального паливопровода можна отримати шляхом складання і аналізу рівняння паливоподачі, загального для системи. При використанні методичного підходу для паливної апаратури розподільного типу таке рівняння буде мати вигляд:

$$(f_n \cdot C_n)_{\left(t-\frac{L}{a}\right)} = \{\ \mu_{Hn} \cdot f_{Hn} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{P_H - P_{вс}} + \mu_o \cdot f_o \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{P_H - P_{вс}} + \alpha \cdot V_H \cdot \frac{dP_H}{dt} +$$

$$+ \alpha \cdot \left(V_K \cdot \frac{f_{HK}}{f_{зк}} + V'_H \right) \cdot \frac{dP'_H}{dt} + \alpha \cdot V_K \cdot \left[\frac{M}{f_{зк}} \cdot \frac{d^2 C_K}{dt^2} + \frac{(\delta + \delta')}{f_{зк}} \cdot C_K - \left(\frac{f_{HK} - f_{ЗК}}{f_{зк}} \right) \cdot \frac{dP_{ср}}{dt} \right] + \quad (3)$$

$$+ k \cdot \left(\frac{V^H_{щі}}{hi} + \frac{V^B_{щі}}{ha - hi} \right) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{P_H}\ \}_{\left(t-\frac{L}{a}\right)} + \left(\alpha \cdot V_\Phi + \frac{f_\Gamma^2}{\delta''} \right) \cdot \frac{dP_\Phi}{dt} - \frac{M' \cdot f_\Gamma \cdot d^2 C_\Gamma}{\delta'' \cdot dt^2} +$$

$$+ \frac{\pi \cdot d_\Gamma \cdot \delta_\Gamma^3 \cdot (P_\phi - P_a)}{12 \cdot \eta_{ср} \cdot L_T} + \frac{f_T}{\alpha \cdot \rho} \cdot \left[W \cdot \left(t - \frac{L}{a} \right) - W \cdot \left(t + \frac{L}{a} \right) \right] + \mu_c \cdot f_c \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{P'_\phi - P_ц}$$

де P'_H – тиск в штуцері насосної секції, Па; P_0 – залишковий тиску в паливопроводі, Па; W – амплітуда імпульса, який відбивається від форсунки, Па; C_n – швидкість руху плунжера, м/с; V_H, V_K, V'_H – об'єми надплунжерного простору, розподільного отвору, штуцера насоса, м^3; P_H, P_K – тиск палива в надплунжерному просторі, розподільному отворі плунжерної пари, Па; δ, δ' – жорсткість пружин нагнітального і зворотнього клапанів, Н/м; M – маса рухомих частин нагнітального клапана, кг; C_K – швидкість руху клапана, м/с; P_{BC} – тиск палива в порожнині низького тиску насоса, Па; f_{Hn}, f_O – площа відкритої частини наповнювальних і відсічних отворів, м^2; μ_{Hn}, μ_O – коефіцієнт витрати палива через прохідні перерізи наповнювальних і відсічних отворів, м^2; f_{HK}, $f_{ЗК}$ – площа нагнітального клапана, яка визначається зовнішнім діаметром ущільнюючого пояска, і площа зворотнього клапана, яка визначається внутрішнім діаметром ущільнюючого пояска, м^2; α – коефіцієнт стискання палива; h_a, h – заданий активний хід і поточне значення ходу плунжера, мм; k – узагальнений коефіцієнт, що визначається експериментально; f_Γ, f'_Γ – площа поперечного перерізу голки, на яку діє тиск $P'_\phi, P_{\phi o}$ і площа, що визначається посадочним діаметром конуса голки, м^2; C_Γ – швидкість руху голки розпилювача, м/с; δ'' – жорсткість пружини

форсунки, Н/м; $V_ф$ – об'єм розпилювача форсунки, м^3; μ_c – коефіцієнт витрат палива через соплові отвори; f_c – площа соплових отворів розпилювача, м^2; $P_ф$, $P_{фо}$ – тиск палива в камері розпилювача вище запірного конуса поточний і в момент початку піднімання голки, Па; $P'_ф$ – поточний тиск в об'ємі між запірним конусом голки і сопловими отворами, Па; $\eta_{ср}$ – середнє значення динамічної в'язкості палива для $\Delta P = P_ф - P_a$, Па*с; $\delta_Г$ – радіальний зазор між голкою і корпусом розпилювача з врахуванням збільшенням його в результаті спрацювання їх поверхонь, м; $L_Г$ – довжина циліндричної частини голки розпилювача, м; $W\left(t+\frac{L}{a}\right)$ – хвиля, яка відбита від форсунки і через час $\frac{L}{a}$ надійде до насоса; $W\left(t-\frac{L}{a}\right)$ – хвиля, яка відбита від насоса і надійшла до форсунки; $P_ц$ – тиск газів в циліндрі двигуна; $V_щ^H$ – об'єм щілини в зоні нагнітання, м^3; $V_щ^в$ – об'єм щілини в зоні відсікання, м^3; $P_{ср}$ – середній тиск в клапані між розподільником і штуцером секції, $P_{ср} = \frac{P_к + P_н^{'}}{2}$, Па; $M^{'}$ – маса рухомих деталей форсунки, кг.

В даному рівнянні індекс $\left(t-\frac{L}{a}\right)$ означає, що величини членів рівняння, які знаходяться у фігурних дужках, приймаються за їх значеннями для моменту часу $\left(t-\frac{L}{a}\right)$.

Форма імпульсу тиску, що виникає у вхідному перерізі паливопровода, визначається швидкістю подачі пального (член $f_n C_n$). Останній член рівняння є характеристика впорскування. З рівняння видно, що на шляху до форсунки імпульс тиску піддається впливу конструктивних факторів, стиснення пального, стану плунжерної пари, нагнітального клапана та розпилювача, відбитих хвиль.

Основними факторами, що діють на протязі всього процесу паливоподачі, є зношення прецизійних пар, об'єм лінії нагнітання та стиснення пального. Решта факторів діють на невеликих ділянках початку і кінця паливоподачі. Вплив відбитих хвиль не має вирішального значення на процес паливоподачі.

На найвищому рівні знаходиться найважливіший параметр процесу паливоподачі – характеристика впорскування. Нижня частина моделі представляє всі фактори, які впливають на імпульс *F(t)* тиску палива у вхідному перерізі паливопровода. Найбільша

кількість факторів впливає на формування тиску $P_н$ в надплунжерному просторі, який визначається в основному об'ємною подачою палива плунжерної пари ($f_п C_п$). Найважливіші з них – це втрати палива в плунжерній парі ($Q_п$), що є наслідком спрацювання деталей плунжерної пари і збільшенням щілини ($V_щ$), через яку перетікає паливо, а також стиснення палива ($Q^{Pн}{}_{ст}$). Ці два фактори діють на протязі всього процесу паливоподачі. На шляху до вхідного перерізу паливопровода імпульс тиску піддається впливу стиснення палива в розподільному отворі плунжерної пари ($Q^{Pк}{}_{ст}$) та в штуцері насосної секції ($Q^{Pн}{}_{ст}$), а також впливу залишкового тиску в паливопроводі, що визначається роботоздатністю розвантажувального клапана клапанної пари.

На імпульс тиску $F\left(t-\frac{L}{a}\right)$, що надійшов до форсунки, в основному впливають втрати палива в розпилювачі в результаті спрацювання циліндричної частини голки та корпусу розпилювача ($Q_р$), а також стиснення палива в розпилювачі ($Q^{Pф}{}_{ст}$).

Характеристика впорскування ($Q_с$) формується під впливом тиску під конусом голки розпилювача ($P'_ф$), тиску газів в циліндрі двигуна ($P_ц$) та пропускної здатності розпилюючих отворів ($\mu_с f_с$).

Для більш чіткої уяви про зв'язки діагностичних сигналів з параметрами технічного стану, ці зв'язки представляють графічно, особливо, коли один сигнал несе інформацію про декілька параметрів. У нашому випадку такими діагностичними сигналами є характеристики зміни тиску у вхідному та вихідних перерізах паливопровода. Параметри цих сигналів несуть інформацію про технічний стан елементів паливної апаратури. Такі залежності дозволяють оцінити тісноту зв'язків між параметрами і визначити інформативність діагностичних параметрів за відомою формулою:

$$I = \frac{\Delta П_д}{\Delta П_с} = \frac{П_д^{макс} - П_д^{мін}}{П_с^{макс} - П_с^{мін}}, \qquad (4)$$

де I – інформативність; $П_с, П_д$ – структурний та діагностичний параметри.

В залежності від характеру зв'язку параметрів з технічним станом об'єкта, зручності вимірювання в якості діагностичних параметрів можуть бути використані будь-які параметри робочого процесу з врахуванням причинно-наслідкового аналізу.

Під час діагностування будь-якого об'єкту вирішується дві задачі:

- оцінка загального технічного стану об'єкта в цілому;
- поелементне (поглиблене) діагностування для оцінки технічного стану складових об'єкту діагностування та оцінки залишкового ресурсу.

Для вирішення першої задачі вище були вже названі діагностичні параметри. Характеристики впорскування контролюють за максимальним тиском P_{Φ_2} та тривалістю впорскування φ_2. Для поелементного діагностування аналізують амплітудно-фазові параметри характеристик тиску в паливопроводі. Так ми уже визначили, що для оцінки технічного стану плунжерної пари необхідно вимірювати максимальний тиск у вхідному перерізі паливопровода і тривалість нагнітання $\varphi_{P_H}^{макс}$. Аналіз характеристики тиску в паливопроводі біля штуцера форсунки дозволяє визначити момент і тиск початку впорскування і тривалість впорскування, стан нагнітального клапана і розпилювача.

Чисто якісна оцінка характеристик тиску за характером їх протікання дозволяє виявити такі дефекти як зависання плунжера і голки розпилювача, зруйнування пружини форсунки, нещільність запірного конуса розпилювача.

Підвищити достовірність оцінки технічного стану елементів паливної апаратури можна застосуванням електронних засобів для аналізу характеристик тиску.

Основою для розроблення послідовності діагностування є результат дослідження причинено-наслідкових зв'язків в системі паливоподачі. Діагностичному контролю підлягають параметри самого високого рівня з наступним переходом на більш низькі рівні.

Особливе положення займають регульовані параметри, величина яких визначається незалежно від виду діагностичного обслуговування об'єкта.

Тут можуть бути два варіанти:

- перший, передбачає прохід всіх параметрів верхнього рівня, а потім перехід на більш низький рівень. Цей варіант вигідний в разі оцінки загального технічного стану паливної апаратури. В цьому випадку при знаходженні узагальнених параметрів в допустимих межах подальша деталізація причин не проводиться;

- другий варіант передбачає вимірювання параметра вищого рівня з переходом на більш низькі рівні причин цього параметра. Потім перехід до другого параметра вищого рівня і на його причини більш низьких рівнів. Цей варіант застосовують для прогнозування і визначення слабких ланок об'єкта.

Вибравши декілька варіантів послідовності діагностування, аналізуються не тільки операції вимірювання, а й допоміжні – установка і демонтаж датчиків, установка режиму роботи об'єкта.

Найкращим буде варіант з меншою трудомісткістю перевірки без втрати достовірності діагнозу. Прогнозування залишкового ресурсу елементів паливної апаратури здійснюється з метою

підвищення ступеню їх використання і попередження простоїв машини, пов'язаних з появою й усуненням відмов паливної апаратури. Для проведення прогнозування потрібно знати наробіток машини від попереднього діагностування, а також величини параметрів технічного стану, виміряних під час попереднього діагностування. Даний метод прогнозування базується на даних двох діагностувань. Для прогнозування необхідно мати дані про номінальні і граничні значення параметрів технічного стану, а також величину параметра, виміряну в момент прогнозування.

Стан механізму в момент діагностування визначають безрозмірним коефіцієнтом технічного ресурсу:

$$R_i = \frac{П_Г - П_i}{П_Г - П_H}; (П_Г > П_H), \tag{5}$$

де $П_Г, П_H, П_i$ – відповідно граничне, номінальне і виміряне значення параметра технічного стану.

Для прогнозування визначають величини R_1 і R_2, які є коефіцієнтами технічного ресурсу при попередньому і поточному діагностуванні. В зв'язку із зношенням деталей об'єкта за період між наробітком попереднього діагностування T_1 і часом наробітку при поточному діагностуванні T_2, величина R_1 завжди більша величини R_2. У випадку коли $П_Г < П_H$, величину R_i підраховують за формулою (5):

$$R_i = \frac{П_i - П_Г}{П_H - П_Г}. \tag{6}$$

В момент початку експлуатації об'єкта ($T_i = 0$) величина параметрів технічного стану знаходиться в номінальних межах, тому $П_i = П_H$, а $R_0 = 1{,}0$. Коли параметр досягне граничного значення величини $R_Г = 0$. Зміна коефіцієнта технічного ресурсу R може бути описана степеневою функцією у вигляді:

$$R_i = 1 - aT_i^b, \tag{7}$$

де a, b – коефіцієнти, що залежать від інтенсивності витрачання технічного ресурсу, пов'язаного з умовами експлуатації і якістю виготовлення.

Вирішивши систему рівнянь:

$$\left.\begin{aligned} R_1 &= 1 - aT_1^b \\ R_2 &= 1 - aT_2^b \end{aligned}\right\}, \tag{8}$$

враховуючи, що $R_i = 0$ і $aT_i^b = 1$ пропонуються наступні формули для визначення коефіцієнтів a і b та часу наробітку об'єкта $T_Г$ до відмови:

$$b = \frac{\ln \frac{1-R_2}{1-R_1}}{\ln \frac{T_2}{T_1}}; \quad (9)$$

$$a = \frac{1-R_1}{T_1^b}; \quad (10)$$

$$T_Г = \left(\frac{1}{a}\right)^{\frac{1}{b}}. \quad (11)$$

За даними авторських досліджень основними джерелами коливань корпуса форсунки є рух голки розпилювача та гідродинамічні процеси, що виникають в процесі подачі і впорскування пального.

А такі відмови, як зміна зусилля попередньої затяжки і поломка пружини форсунки, зависання голки розпилювача і зміна циклової подачі пального призводять до зміни цих гідродинамічних процесів, що безумовно відображається і на віброакустичних процесах, що протікають у форсунці.

Дослідження вібраційних характеристик форсунки ФД-22 на безмоторному стенді та на дизелі Д-65Н показали можливість виявлення таких дефектів форсунок як поломка пружини форсунки та зависання голки розпилювача.

Енергія вібрації форсунки найбільш активно проявляється на частотах від 5 кГц до 10кГц.

Основний спектр частот головки двигуна в зоні форсунки знаходиться в зоні 2 кГц і практично не впливає на вібросигнал форсунки.

Нижче наведені результати досліджень можливості використання віброхарактеристик форсунок для їх діагностування.

На рис. 1 представлені експериментальні залежності параметра $\tau_п$ від циклової подачі пального при роботі насоса ЛСТНФ з форсункою ФД-22.

Там же наведені дані тривалості впорскування $\varphi_в$ в градусах повороту кулачкового вала насоса, що отримані за допомогою датчика впорскування і електронного блока стенда.

Як видно з рис. 2 параметр $\tau_п$ практично пов’язаний прямою лінійною залежністю з цикловою подачею.

Характер зміни $\tau_п$ аналогічний зміні тривалості впорскування $\varphi_в$ за даними стенда (рис. 2).

На рис. 2 представлені результати оброблення вібраційних характеристик форсунки ЯМЗ з новим розпилювачем.

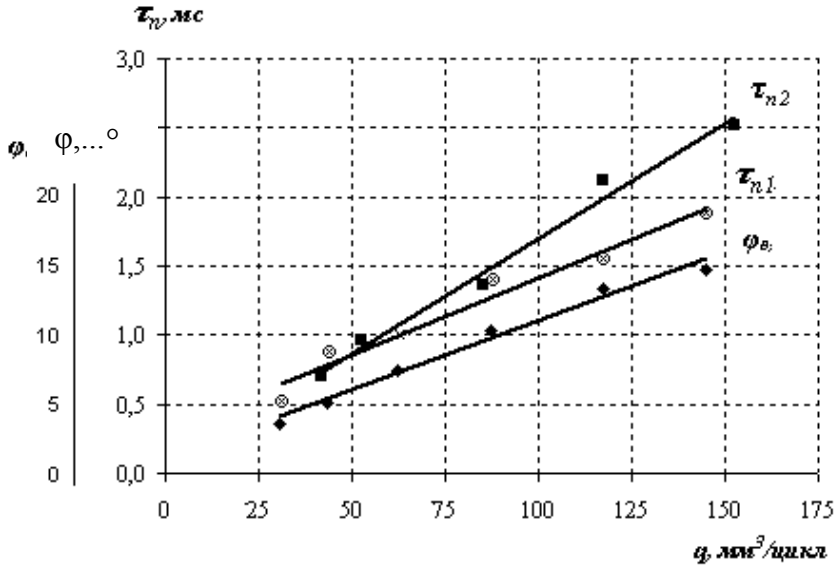
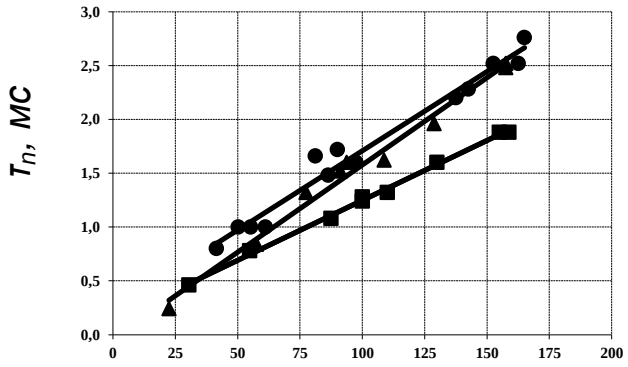


Рис. 1. Залежність інтервалу між передніми фронтами віброімпульсів ($\tau_п$) та тривалості впорскування ($\varphi_в$) від циклової подачі пального: $\tau_{п1}$ – при частоті обертання кулачкового вала 800 хв$^{-1}$; $\tau_{п2}$ – при частоті обертання кулачкового вала 450 хв$^{-1}$.



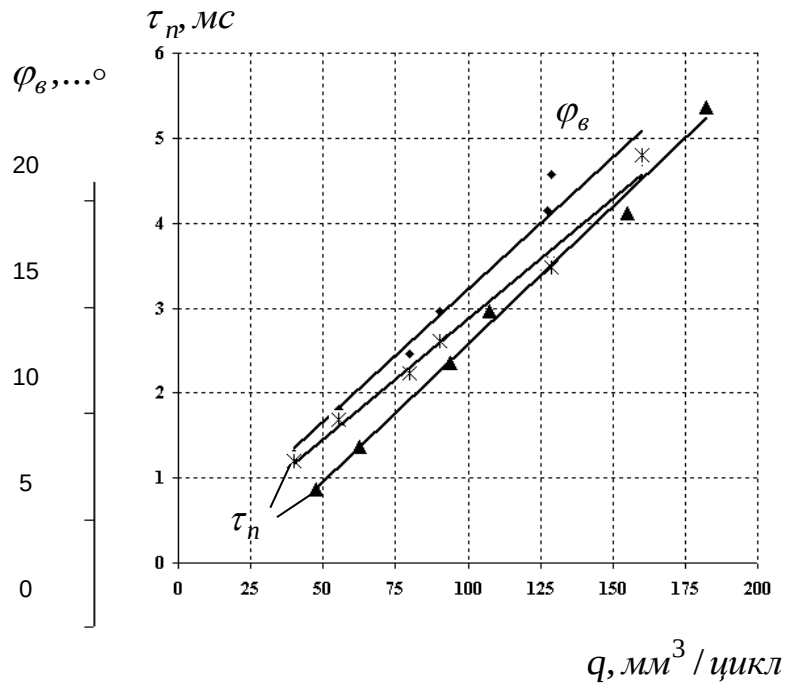
q, мм^3/цикл

■ – n=800 хв$^{-1}$; ▲ – n=450 хв$^{-1}$;● – n=800 хв$^{-1}$ (спрацьована плунжерна пара)

Рис. 2. Залежність інтервалу між передніми фронтами віброімпульсів ($\tau_п$) від циклової подачі пального для форсунки ЯМЗ.

На цьому рис. 2 наведені дані по параметру $\tau_п$ для цієї ж форсунки, але для гранично спрацьованої плунжерної пари, що на частоті обертання 100 хв$^{-1}$ розвиває тиск, який не перевищує 10,0 МПа. Як видно з рисунка, і для цього випадку зберігається прямолінійна залежність $\tau_п$ від $q_ц$ на частоті 800 хв$^{-1}$. На частоті обертання кулачкового вала 450хв$^{-1}$, в зв'язку з великими перетікання пального в плунжерній парі, амплітуда вібросигналу зменшується в 3 рази і він малопридатний для аналізу, але є діагностичною ознакою граничного спрацювання плунжерної пари.

На рис. 3 представлені дані аналізу віброхарактеристик форсунки 6Т2-20С1-1Г. Подача пального здійснювалась насосом розподільного типу НД-21/2, у якого плунжерна пара насосної секції знаходилась у хорошому стані. Як видно з рисунка, для цього типу паливної апаратури зберігається прямо лінійний характер залежності $\tau_п$ від $q_ц$. Характерним є те, що одним і тим же значенням $q_ц$, в порівнянні з даними для форсунок ФД-22 і ЯМЗ відповідають більші значення $\tau_п$.Про це свідчать і дані щодо тривалості впорскування $\varphi_в$ за показами електронного блока стенда (рис. 3).



♦ – n=800 хв$^{-1}$; ✳ – n=800 хв$^{-1}$;▲ – n=450 хв$^{-1}$

Рис. 3. Залежність інтервалу $\tau_п$ між передніми фронтами віброімпульсів та тривалості впорскування $\varphi_в$ від циклової подачі пального для форсунки 6Т2 і насоса НД-21/2.

Результати оброблення експериментальних даних наведені в таблиці 1. Дані таблиці свідчать про прямолінійну залежність і тісний зв'язок параметра $\tau_п$ і циклової подачі. Коефіцієнт k підкреслює досить велику "чутливість" параметра $\tau_п$. Середньоквадратична похибка визначення параметра $\tau_п$ для розглянутих типів форсунок і режимів роботи насоса не перевищує в середньому 4% від діапазону зміни цього параметра.

Результати досліджень залежності амплітудних параметрів А1 і А2 від зусилля затяжки пружини форсунки представлені в таблиці 2. Із отриманих даних не видно явно вираженої залежності амплітудних параметрів A_1 і A_2 віброхарактеристик від тиску початку впорскування, що унеможливлює оцінку ступеня розрегулювання форсунки за максимальним розмахом амплітуд віброхарактеристик.

1. Результати математичного оброблення експериментальних даних.

Марка форсунки	Частоти обертання n, хв$^{-1}$	Рівняння регресії, що описують залежність τ_n від $q_ц$	Коефіцієнт кореляції $r_{\tau_n q_ц}$	σ, мс	Збільшення параметра τ_n при зміні $q_ц$ у всьому діапазоні, k (разів)
ФД-22	800	$\tau_n = 0{,}0111 q_ц + 0{,}3050$	0,9643	0,0940	3,6
	450	$\tau_n = 0{,}0167 q_ц + 0{,}0349$	0,9869	0,0881	3,6
ЯМЗ	800	$\tau_n = 0{,}0111 q_ц + 0{,}1361$	0,9980	0,0277	4,1
	450	$\tau_n = 0{,}0162 q_ц + 0{,}0454$	0,9918	0,0874	10,5
Спрацьована плунжерна пара	800	$\tau_n = 0{,}0147 q_ц + 0{,}2333$	0,9750	0,1424	3,45
6Т2-20С1-1Г	800	$\tau_n = 0{,}0284 q_ц + 0{,}0282$	0,9220	0,1425	3,9
	450	$\tau_n = 0{,}0322_ц + 0{,}6543$	0,9960	0,1336	6,0

2. Амплітудні параметри вібраційних характеристик форсунки ЯМЗ для різних значень тиску початку впорскування.

Тиск початку впорскування $P_ф$, МПа	Амплітуда віброімпульса В				$q_ц$, мм^3/цикл ($n = 800 хв^{-1}$)	τ_n, мс ($n = 800 хв^{-1}$)
	$n = 800 хв^{-1}$		$n = 450 хв^{-1}$			
	A_1	A_2	A_1	A_2		
10,4	11,7	4,1	8,3	7,2	100,0	1,6
17,5	10,0	6,37	7,0	8,7	95,0	1,4
20,0	10,9	10,1	5,9	5,3	95,0	1,3
25,0	10,0	10,6	6,0	10,4	92,5	1,2

Висновки

1. Фазовий параметр віброхарактеристики форсунки τ_n-інтервал між передніми фронтами віброімпульсів пов'язаний прямолінійною залежністю з цикловою подачею пального. Цей параметр може бути використаний для оцінки циклової подачі і ідентичності роботи форсунок і ліній нагнітання при діагностуванні дизеля.

2. Амплітудні параметри віброхарактеристик форсунки не дають однозначної оцінки тиску початку впорскування, що

унеможливлює використання цього параметра для оцінки ступеня розрегулювання форсунки.

Список літератури

1. *Rogovskii Ivan*. Граф-моделирование при восстановлении работоспособности сельскохозяйственных машин. Motrol: Motorization and power industry in agriculture. Lublin. 2016. Т. 18. №3. P. 155–164.
2. *Роговський І. Л.* Методологічність виконання технологічних операцій відновлення працездатності сільськогосподарських машин при обмежених ресурсах. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2015. Вип. 212. Ч. 1. С. 314–322.
3. *Voytyuk V. D., Rogovskii I. L.* Analitical model of parallel complex system of machinery of planting. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2016. Вип. 251. С. 400–409.
4. *Rogovskii I. L., Melnyk V. I.* Analyticity of spatial requirements for maintenance of agricultural machinery. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2016. Вип. 251. С. 426–433.
5. *Rogovskii I. L.* Analysis of model of recovery of agricultural machines and interpretation of results of numerical experiment. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2016. Вип. 254. С. 424–431.
6. *Rogovskii I. L.* Probability of preventing loss of efficiency of agricultural machinery during exploitation. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2017. Вип. 258. С. 399–407.

References

1. *Rogovskii Ivan*. (2016). Graph-modeling when the response and recovery of agricultural machinery. Motrol: Motorization and power industry in agriculture. Lublin. T. 18. No. 3. 155–164.
2. *Rogovskii I. L.* (2015). Methodologist vikonannya technologicznych operations vbnewline procedatos clinicopathogenetic machines with obojeni resources. Scientific Herald of National University of Life and Enviromental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kiev. Vol. 212. Part 1. 314–322.
3. *Voytyuk V. D., Rogovskii I. L.* (2016). Analitical model of parallel complex system of machinery of planting. Scientific Herald of National University of Life and Enviromental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kiev. Vol. 251. 400–409.
4. *Rogovskii I. L., Melnyk V. I.* (2016). Analyticity of spatial requirements for maintenance of agricultural machinery. Scientific Herald of National University of Life and Enviromental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kiev. Vol. 251. 426–433.
5. *Rogovskii I. L.* (2016). Analysis of model of recovery of agricultural machines and interpretation of results of numerical experiment. Scientific Herald of National University of Life and Enviromental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kiev. Vol. 254. 424–431.

6. *Rogovskii I. L.* (2017). Probability of preventing loss of efficiency of agricultural machinery during exploitation. Scientific Herald of National University of Life and Enviromental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kiev. Vol. 258. 399–407.

ОБЩИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН ПО ПАРАМЕТРАМ ПРОЦЕССА ТОПЛИВОПОДАЧИ

И. Л. Роговский

Аннотация. *Одним из основных элементов системы управления возникновения отказов сельскохозяйственных машин является управление факторами риска для возникновения самих отказов. Уменьшение риска возможно различными способами (например, замена оборудования, обучение персонала и др.).*

Для эффективной реализации компонентов нужно разрабатывать методики для каждого элемента системы управления возникновения отказов сельскохозяйственных машин. В действующих аграрных компаниях уже разработаны системы и имеются свои наработки в этой области. В основе принятия решения по коррекции уровня риска возникновения отказов лежит экспертный метод, и данный этап является сложным.

Известно, что обеспечить нулевой риск в функционирующих системах невозможно. В настоящее время концепция абсолютной безотказности отвергнута и используется концепция приемлемого (допустимого) риска возникновения отказов, суть которой состоит в стремлении к обеспечению такого уровня безотказности, который является приемлемым в данный период времени или наименьшего практически возможного уровня.

Достижение наименьшего практически возможного уровня определяется финансовыми ресурсами аграрных компаниях. Грамотное распределение ресурсов является одним из наиболее важных организационных процессов аграрных компаниях. Недостаток финансирования мероприятий по обеспечению безотказности сельскохозяйственных машин может негативно отразиться на валовом сборе продукции растениеводства, избыток – негативно повлияет на финансовое состояние компании.

Ключевые слова: ***вероятность, потеря, эксплуатация, работоспособность, сельскохозяйственная машина***

GENERAL THEORETICAL PRINCIPLES OF TECHNICAL CONTROL OF FUEL EQUIPMENT OF AGRICULTURAL MACHINERY ON PARAMETERS OF PROCESS FUEL

I. L. Rogovskii

Abstract. *One of the main elements of the management system of failures of agricultural machines is the management of risk factors for the*

occurrence of failures themselves. Risk reduction is possible in various ways (e.g., equipment replacement, staff training, etc.).

For the effective implementation of components need to develop methods for each management system element failures of agricultural machinery. In existing agricultural companies have already developed the system and have their own developments in this area. The basis of determination of level of risk of failure lies with expert method, and this stage is complex.

It is known that achieving zero risk in functioning systems is impossible. Currently, the concept of absolute reliability is rejected and uses the concept of acceptable (permissible) risk of failure, the essence of which consists in seeking to achieve this level of reliability, which is acceptable in a given time period or lowest feasible level.

Achieving the lowest possible level is determined by the financial resources of the agricultural companies. Allocating resources is one of the most important organizational processes of agricultural companies. The lack of financing of measures on providing of reliability of agricultural machines can have a negative impact on the gross yield of products of rastenievodstva, the excess – will have a negative impact on the financial condition of the company.

Key words: *probability, loss, exploitation, efficiency, agricultural machine*