

МАШИНИ І ЗАСОБИ МЕХАНІЗАЦІЇ

УДК 622.636:631.365

ОЦІНКА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ СУШІННЯ ЗЕРНА З ВИКОРИСТАННЯМ ВІДНОВЛЮВАЛЬНИХ ДЖЕРЕЛ ЕНЕРГІЇ

**Г. А. Голуб, доктор технічних наук
Національний університет біоресурсів і
природокористування України**

С. М. Кухарець, доктор технічних наук

Я. Д. Ярош, кандидат технічних наук

**Житомирський національний агроекологічний університет
e-mail: gagolub@mail.ru**

Анотація. Проведено багатокритеріальний аналіз сучасного обладнання для сушіння зерна. Виконано аналіз економічної ефективності використання біопалива в сушильних установках по питомих показниках роботи. Наведено методику визначення даних показників. Відповідно найкращим буде вважатися варіант зерносушарки котра має найменшу відстань до цілі.

На основі проведених досліджень можна зробити наступні висновки: найближчим до ідеального варіанту є шахтна зерносушарка ESR216 польської компанії AG-Project, котра має низьке енергоспоживання, може працювати як на природному газі так і на твердому біопаливі та має компактні розміри; з точки зору витрат енергоносіїв на т/% виражених в грошових одиницях на сьогодні сушильні агрегати на біопаливі є більш економічними ніж сушарки, котрі працюють на природному газі чи дизельному паливі; аналіз відстані для цілі показує, що зерносушарки котрі використовують біопаливо мають перевагу та є ближчими до цілі.

На підставі багатокритеріального аналізу визначено, що найраціональнішими є сушильні агрегати на твердому біопаливі. З огляду витрат енергоносіїв (в грошових одиницях) сушильні агрегати на твердому біопаливі є більш економічними, відносно сушарок, котрі працюють на природному газі в середньому на 47 % та на дизельному паливі на 73 %.

Ключевые слова: сушіння, біомаса, енергоефективність, питомі показники

Постановка проблеми. Одним із ключових факторів, котрий спричиняє невинуватені втрати зерна та іншої продукції є підвищена

© Г. А. Голуб, С. М. Кухарець, Я. Д. Ярош, 2016

їх вологість. Адже волога – це продукт за участю яких відбувається обмін речовин [1].

Технічні способи і конструкція сушильних установок досить різноманітні [2]. Так як сушіння є одним з найбільш енергоємних процесів у післязбиральній обробці зерна, то затрати на його доведення до кондиційної вологості можуть сягати від 30 до 70% від всіх енергетичних затрат післязбиральної обробки [3]. На сьогодні в Україні, в основному, використовують сушарки, у яких енергоносіями для виконання процесу сушіння є природний газ, дизельне паливо та електроенергія. Переважна більшість сушарок працюють на природному газі [1]. Але в останні роки спостерігається тенденція до зростання кількості сушарок, що працюють на біопаливі.

Аналіз останніх досліджень. Із урахуванням питомої вартості тепла (табл. 1), отриманого від спалювання традиційних енергоносіїв (природний газ, мазут, дизпаливо, антрацит та ін.), сучасні економічні реалії спонукають виробників переходити від традиційних викопних енергоносіїв до відновлювальних джерел енергії (ВДЕ). Це призвело до розробки нового сушильного обладнання, в якому використовуються пелети, рулони, тюки із соломи зернових колосових культур і міскантуса, лушпиння соняшнику, тирса, дерев'яні тріски, дрова та ін. [1].

1. Оціночне порівняння вартості тепла отриманого від спалювання різних типів енергоносіїв (на початок 2016 р.)

Вид палива	Теплота згоряння, МДж	ККД обладнання, %	Ціна за одиницю палива, грн.	Ціна за 1 ГДж, грн
Газ	33,65 м ³	90	7,188 грн/м ³	213,05
Електроенергія	3,59/кВт	98	1,49 грн/кВт	413,68
Дизпаливо	34,44/дм ³	92	17 грн/дм ³	492,74
Вугілля (антрацит)	25,08/кг	85	3,3 грн/кг	131,37
Пелети (деревина)	17,56/кг	85	2 грн/кг	113,69
Пелети (солома)	18,39/кг	85	1,66 грн/кг	90,04
Торфобрикет	16,30/кг	85	1,6 грн/кг	97,93

Одним із ключових факторів при сушінні є те, що не дотримання температурного режиму як сушильного агенту, так і, наприклад, насіння, може призвести до коагуляції білка, втрату життєвих функцій насінини та здатності її до проростання, різкого погіршення розтяжності білків (ендосперму) і, отже, зниження кількості та якості клейковини. Із цих позиції при багатокритеріальній оцінці сушильного обладнання важливо враховувати керованість температурного режиму сушарок у яких використовуються теплогенератори на біопаливі. Із аналізу перспектив фірм-виробників сушильного обладнання можна зробити висновок, що різні

виробники вказують номінальну продуктивність сушарок при різних початкових умовах сушки, що може призводити до невідповідності фактичним значенням продуктивності. Найчастіше виробники вказують різні значення початкової та кінцевої вологості, різну температуру сушильного та навколишнього середовища (температура, відносна вологість), різний ступінь забруднення матеріалу, тощо. Це пов'язано з відсутністю загальноприйнятої методології визначення продуктивності, а тому виробники різних країн світу в специфікаціях до сушильного обладнання вказують декілька значень продуктивності, котрі реалізуються для різних значень початкової та кінцевої вологості. Також необхідно враховувати те, що декларована продуктивність може враховувати нагрівання та охолодження продукту сушіння або тільки його нагрівання. Тому слід використовувати поправочні коефіцієнти на наступні показники: культура, режим, вологість (початкова та кінцева), а також температура атмосферного повітря, температура сушильного агента [1, 2].

Згідно до прогнозу [4, 5], використання біомаси буде зростати в найближчі десятиліття, в тому числі і для нагрівання сушильних агентів. Також слід зазначити, що теплогенератори на біопаливі [6] набувають все більшого використання в сушильних агрегатах для сушіння різних типів сільськогосподарських матеріалів: від зернових матеріалів до плодоовочевої сировини. Процес модернізації існуючих сушильних агрегатів з заміною базової теплоенергетичної установки на установку, що працює на твердому паливі на сьогодні носить масовий характер. На сьогодні відомі теплогенератори, котрі можуть бути використанні для сушки матеріалів якість котрих сильно залежить від дотримання оптимальних режимів сушіння (лікарські трави, хміль, тощо). Так, наприклад, в роботі [6] описана модернізація хмелесушарки ПХБ-750К шляхом заміни в ній існуючої установки, що працює на рідкому паливі (дизельне пальне) на теплоенергетичну установку на твердому паливі (суха деревина) для сушіння хмелю. По результатах виробничих випробувань встановлено, що грошові витрати у разі використання сухої деревини для одержання однієї тонни хмелесировини в 5,1 рази менші в порівнянні з дизельним паливом.

В даний час зерносушильний парк України налічує значну кількість найменувань зерносушарок різних типів та різних виробників. Серед них: США – Farm Fans, QED, Meyer, Delux, Mini-Max, Mathews, Cukup, Neco; Німеччина – Petkus, Neuero, Schmidt-Seeger, Monsum Lachenmeier, Riela; Данія – Cimbria, Crocus; Швеція – Tornum; Фінляндія – Antti, Meru; Польща – Araj, AG – Projekt; Франція – LAW; Аргентина – Mega; Туреччина – Тесо; Італія – Agrex,

Mulmix, Mecmar, Pedrotti; Бразилія – Kepler Weber; Україна – ДСП-10/20/25; А1-ДСП-50; ТДВ «Бриг»; ЗАТ «Порцелакінвест»; Росія – АО «Брянсксельмаш», ОАО «Воронежсельмаш», АО «Мель-инвест», ЗАО «Агропромтехника», ОАО «Тверьсельмаш», ЗАО «Сибирский Агропромышленный Дом».

Найбільш поширеними на сьогоднішній момент серед дрібних та середніх фермерських господарств в Україні є мобільні сушарки циклічного типу, модульні сушарки, шахтні сушарки потокового типу. Основні виробники мобільних сушарок циклічного типу – італійські компанії Pedrotti, Agrex, Mecmar та фінська Meru. Лідерами на ринку модульних сушарок є американські компанії GSI, Mathews.

Найбільш поширеними серед великих агропідприємств на сьогоднішній день є зерносушарки шахтного типу. Основними виробниками шахтних сушарок потокового типу є компанії Cimbria, Tornum, Petkus. У зв'язку з цим, багатокритеріальна порівняльна оцінка існуючих сушарок, які використовують традиційні та відновлювані джерела енергії є актуальною задачею.

Метою досліджень є розробка багатокритеріальної порівняльної оцінки сучасного сушильного обладнання на прикладі зерносушарок в яких використовуються ВДЕ на основі аналізу питомих показників його роботи.

Результати досліджень. На основі аналізу літературних джерел [7–17] прийmemo наступні умови, за яких продуктивність сушарки будемо вважати номінальною: температура навколишнього середовища 20°C; відносна вологість повітря 60%; атмосферний тиск 760 мм рт. ст.; режим сушіння – продовольчий; сушіння з охолодженням; культура – пшениця; початкова вологість 20%, кінцева 14%; температура сушильного агента 110°C. Для приведення продуктивності до номінальної виразимо вплив вищезазначених умов через систему коефіцієнтів. Для розрахунку фактичної продуктивності на основі методик [2, 4, 8, 9] запропоновано наступну формулу:

$$\Pi_{\text{факт}} = \Pi_{\text{ном}} k_1 k_2 k_3 k_4 k_5 k_6, \quad (1)$$

де: $\Pi_{\text{факт}}$ – фактична продуктивність; $\Pi_{\text{ном}}$ – номінальна продуктивність; k_1 – коефіцієнт, що враховує залежність продуктивності від початкової та кінцевої вологості (рис. 1); k_2 – коефіцієнт, що враховує відносну вологість та температуру навколишнього середовища (табл. 2); k_3 – коефіцієнт, що враховує тип матеріалу, котрий висушується: для пшениці $k_3=1$, для кукурудзи $k_3=0,67$; k_4 – коефіцієнт, що враховує залежність продуктивності від температури теплоагента (табл. 3); k_5 – коефіцієнт, що враховує

режим сушіння: для продовольчого режиму $k_5=1$, для насіннєвого $k_5=0,7$; k_6 – коефіцієнт, що враховує наявність нагрівання та охолодження продукту сушіння ($k_6=1$) або тільки нагрівання ($k_6=1,15$).

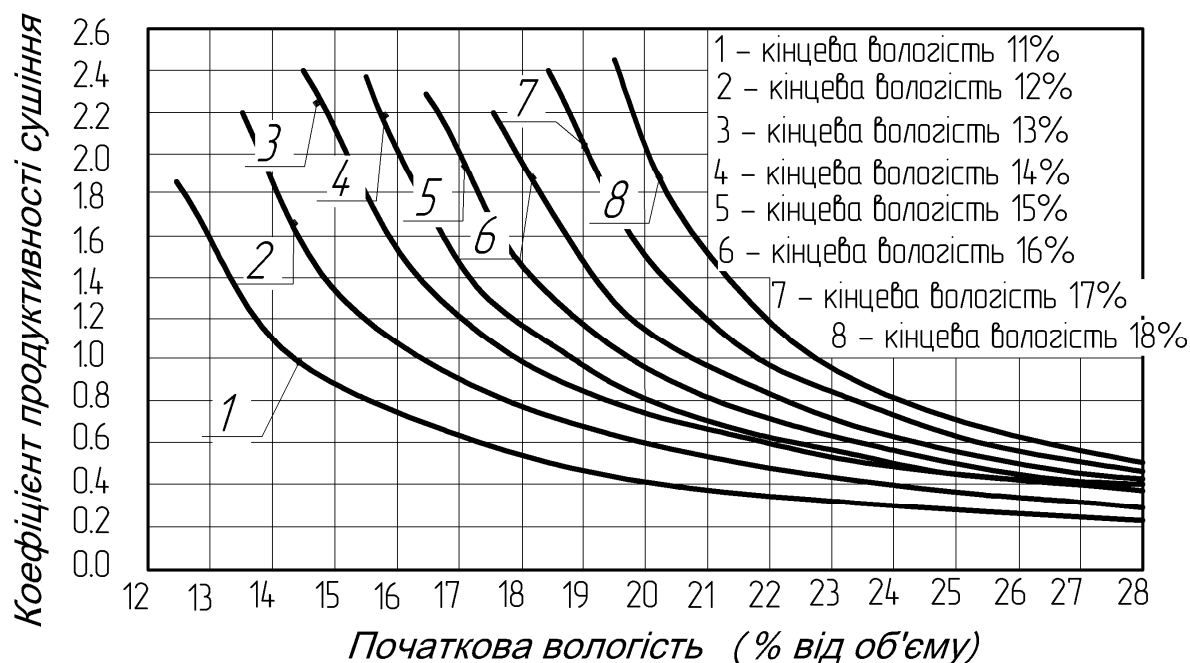


Рис. 1. Залежність продуктивності сушіння від вологості на вході та виході по даних фірми Kerpler Weber [4].

2. Величини коефіцієнтів в залежності від температури і відносної вологості повітря [4]

Відносна вологість, %	Температура навколишнього середовища					
	5°C	10°C	15°C	20°C	25°C	30°C
50	0,91	0,93	0,99	1,01	1,01	1,01
60	0,90	0,93	0,97	1,00	1,00	1,01
70	0,89	0,91	0,93	0,97	0,97	0,97
80	0,89	0,91	0,92	0,92	0,92	0,91
90	0,92	0,89	0,90	0,90	0,89	0,87

3. Величини коефіцієнтів продуктивності в залежності від температури сушіння [4]

Температура, °C	Коефіцієнт продуктивності
120°C	1,07
110°C	1,00
100°C	0,90
90°C	0,82
80°C	0,75
70°C	0,65
60°C	0,52
55°C	0,45

Порівняльні характеристики зерносушарок, при роботі на традиційних та відновлюваних джерелах енергії, наведені в табл. 4. Причому фактична продуктивність $P_{факт}$ розраховано за виразом (1).

4. Порівняльна характеристика зерносушарок

Марка сушарки (країна виробник, фірма)	Продук- тивність $P_{факт}$ т/год	Питома витрата палива (сушіння пшениці), кг/т/% (m^3 /т/% для газу)					Габаритні розміри $D \times Ш \times В$, м Вага, кг
	Пшениця Кукуруд- за	Газ	Рідке пали- во	Пе- лети	Солома з W до 20%	Дрова з W до 20%	
1	2	3	4	5	6	7	8
1600FR, Italy, Grain Complex& Systems [6]	$\frac{12}{6,4}$	1,16	0,96	-	-	-	$\frac{6,6 \times 2,8 \times 10,7}{4025}$
ESR6, Poland, AG-Project Grzegorz Skoczylas [7]	$\frac{20}{12,6}$	0,93	-	2,5	4	-	$\frac{9,6 \times 3,1 \times 10}{6235}$
ESR21, Poland, AG-Project Grzegorz Skoczylas [7]	$\frac{70}{50}$	0,9	-	2,3	3,5	-	$\frac{13,8 \times 3,1 \times 21,0}{18612}$
ESR216, Poland, AG- Project Grzegorz Skoczylas [7]	$\frac{100}{73}$	0,89	-	2	3	-	$\frac{12,1 \times 6,2 \times 17,34}{30025}$
GDT 300/12/2, Germany, RIELA [8]	$\frac{20}{14,2}$	1,3	1,05	-	-	-	$\frac{5,2 \times 3 \times 12,7}{7025}$
GDT 400/27/3, Germany, RIELA [8]	$\frac{87}{59}$	1,3	1,05	-	-	-	$\frac{5,3 \times 4,4 \times 23,3}{27036}$
Vesta 5, Україна, БОЕЗ [9]	$\frac{5}{3,7}$	-	-	3	-	-	$\frac{5,3 \times 3,4 \times 8,5}{9000}$
Vesta 15, Україна, БОЕЗ [9]	$\frac{10}{8,5}$	-	-	3	-	-	$\frac{5,3 \times 3,4 \times 12,8}{11330}$
Vesta 20, Україна, БОЕЗ [9]	$\frac{20}{12}$	-	-	3	-	-	$\frac{5,3 \times 3,4 \times 16,0}{12300}$
Astra I, Україна, БОЕЗ [9]	$\frac{19,1}{24,9}$	0,9	-	-	-	-	$\frac{2,5 \times 2,3 \times 12,9}{6500}$
Astra II, Україна, БОЕЗ [9]	$\frac{37,03}{44,7}$	0,9	-	-	-	-	$\frac{5,1 \times 2,3 \times 12,9}{13000}$

Продовження табл. 4

1	2	3	4	5	6	7	8
Astra IV, Україна, БОЕЗ [9]	$\frac{74,07}{59}$	0,9	-	-	-	-	$\frac{5,1 \times 6,3 \times 12,9}{19500}$
ASD 10 R, Brasil, Kepler Weber [10]	$\frac{6,48}{5,22}$	-	-	-	-	9,2	$\frac{6,87 \times 1,74 \times 12,1}{2902}$
ASD 60 R, Brasil, Kepler Weber [10]	$\frac{13,8}{9,52}$	-	-	-	-	9,05	$\frac{6,9 \times 4,93 \times 20,3}{7025}$
ASD 200 R, Brasil, Kepler Weber [10]	$\frac{122,7}{104}$	-	-	-	-	7,38	$\frac{6,87 \times 9,82 \times 28,9}{45026}$
MDB-XN-2-15- SU, Germany, STELA Laxhuber GMBH [11]	$\frac{100}{79}$	1,15	0,8	-	-	-	$\frac{7,3 \times 2,7 \times 25}{25360}$
ДСП-25, Україна, KMZ INDUSTRIES [11]	$\frac{25}{16,5}$	1,5	1,22	-	-	-	$\frac{9 \times 7,5 \times 19}{22000}$
A1-ДСП-50, Україна, KMZ INDUSTRIES [11]	$\frac{50}{-}$	1,5	1,22	-	-	-	$\frac{11,5 \times 7,5 \times 20,5}{37000}$
ЗШ-300Г, Україна, «Сокол» [12]	$\frac{5}{3,73}$	-	-	3,4	4	6,4	$\frac{9,7 \times 2,85 \times 8}{9000}$
ЗШ-6000Г, Україна, «Сокол» [12]	$\frac{100}{67,9}$	-	-	3,2	4	5,6	$\frac{9,7 \times 11,4 \times 15,2}{62000}$
Dryer-One 240м ³ , Belgium, AG-Proekt [13]	$\frac{106}{70}$	1,52	-	-	-	-	$\frac{13,5 \times 13,5 \times 12}{26890}$
Dryer-One 480м ³ , Belgium, AG-Proekt [13]	$\frac{215}{145}$	1,01	-	-	-	-	$\frac{20,5 \times 20,5 \times 14}{50025}$

Для комплексної порівняльної оцінки зерносушарок які використовують в якості енергоносіїв, як викопні види палива, так і ВДЕ використано метод інтегрального критерію відстані до цілі [8, 9]. Сутність даного методу полягає в обґрунтуванні ідеалу та оцінці міри наближення до нього кожного з варіантів.

Ідеальний варіант характеризує таку систему, для якої кожен із критеріїв досягає свого потенційно можливого найкращого значення. Такі значення можуть бути обґрунтовані теоретично або відповідати

кращій реально досягнутій величині [8, 9]. Формування множини прийнятих критеріїв здійснено при однаковому напрямку їх покращення. Завдання їх порівняння вирішувалося за допомогою коефіцієнтів значимості критеріїв λ_i , значення яких розраховано виходячи з умови, що $\sum \lambda_i = 1$.

Для порівняльної оцінки встановлені наступні критерії: K_1 – питомі витрати палива в т/% у вартісному вираженні, $K_1 = V_{\text{ум.пал}} \cdot C$, де $V_{\text{ум.пал}}$ – питомі втрати газоподібного ($\text{м}^3/\text{т}/\%$), рідкого ($\text{кг}/\text{т}/\%$) або твердого палива ($\text{кг}/\text{т}/\%$); C – ціна одиниці обсягу відповідного палива, грн.; K_2 – питомі втрати електроенергії $e = \frac{E}{Q}$, кВт год./т; Q –

номінальна продуктивність, т/год.; K_3 – питома маса обладнання $m = \frac{m_{\text{обл}}}{Q}$, т/(т/год); $m_{\text{обл}}$ – маса сушильного агрегату, т; K_4 – коефіцієнт

диверсифікації енергоносіїв $K_4 = \frac{5}{n}$, де 5 – максимально можлива

кількість різних видів енергоносіїв, котрі можуть бути використані (газоподібні, рідкі та 3 види твердих енергоносіїв – пелети, солома та дрова); n – кількість видів палива, що можуть бути використані в даному агрегаті.

При розрахунках прийнято, що критерії K_1 та K_4 , які враховують енергоемність процесу та можливість використання в одній установці різні енергоносіїв, рівнозначні та мають перевагу над критерієм K_2 . У свою чергу критерій K_2 має перевагу над критерієм K_3 (тобто $K_1 = K_4 > K_2 > K_3$).

Визначені наступні коефіцієнти значимості для критеріїв: для K_1 та K_4 – $\lambda_i = 0,35$, для K_2 – $\lambda_i = 0,2$, та для K_3 – $\lambda_i = 0,1$. Значення критеріїв для зерносушарок різних типів та виробників зведені в таблицю 5.

5. Значення критеріїв і відстані до цілі для зерносушарок

Марка сушарки (країна виробник, фірма)	Показники				
	Питомі витрати		Коефіцієнт диверсифіка- ції енергоносіїв, K_4	Питома маса обладнан- ня, т/(т/год.)	Відс- тань до цілі, μ
	палива на т/% у вартісному вираженні, грн/т/%	електроенер- гії, кВт год/т			
1	2	3	4	5	6

1600FR, Italy,

Grain

Complex&
Systems

2,30

1,93

1,51

1,33

1,01

Продовження табл. 5

1	2	3	4	5	6
ESR216, Poland, AG- Project Grzegorz Skoczylas GDT 400/27/3, Germany, RIELA	1,17	1,70	1,00	1,20	0,13
Vesta 20, Україна, БОЕЗ	2,00	1,94	3,01	2,46	0,86
Astra IV, Україна, БОЕЗ	2,16	1,69	3,01	1,10	1,08
ASD 60 R, Brasil, Kepler Weber	4,53	1,18	3,01	2,03	1,13
ASD 200 R, Brasil, Kepler Weber	3,69	1,14	3,01	1,47	0,88
MDB-XN-2-15- SU, Germany, STELA Laxhuber GMBH	2,76	1,00	1,51	1,00	0,29
ДСП-25, Україна, KMZ INDUSTRIES	3,59	2,05	1,51	3,52	1,04
ЗШ-300Г, Україна, «Сокол»	2,13	3,64	1,00	3,20	1,07
ЗШ-6000Г, Україна, «Сокол»	1,87	3,42	1,00	2,84	0,91
Dryer-One 480м ³ , Belgium, AG-Proekt	2,42	2,49	3,01	0,93	0,96

Приведення вказаних критеріїв до нормативного вигляду здійснили через уведення нормативного дільника, котрий відповідає кращому значенню критерію [8, 9]:

$$K_i^H = \frac{K_i}{K_0}, e_i^H = \frac{e_i}{e_0}, m_i^H = \frac{m_i}{v_0}, K_{ni}^H = \frac{K_{ni}}{K_{n0}},$$

де: індекс «H» означає нормування, а індекс «0» – краще значення критерію.

Таким чином цільову функцію можна записати у вигляді [8, 9]:

$$\mu = (K_i^H \lambda_i + e_i^H \lambda_i + m_i^H \lambda_i + K_{ni}^H \lambda_i) - 1 \rightarrow 0.$$

Відповідно найкращим буде вважатися варіант зерносушарки котра має найменшу відстань до цілі.

На основі проведених досліджень зведених у таблиці 5 можна зробити наступні висновки:

- найближчим до ідеального варіанту є шахтна зерносушарка ESR216 польської компанії AG-Project, котра має низьке енергоспоживання, може працювати як на природному газі так і на твердому біопаливі та має компактні розміри;

- з точки зору витрат енергоносіїв на т/% виражених в грошових одиницях на сьогодні сушильні агрегати на біопаливі є більш економічними ніж сушарки, котрі працюють на природному газі чи дизельному паливі;

- аналіз відстані для цілі показує, що зерносушарки котрі використовують біопаливо мають перевагу та є ближчими до цілі.

Висновок. На підставі багатокритеріального аналізу визначено, що найраціональнішими є сушильні агрегати на твердому біопаливі. З огляду витрат енергоносіїв (в грошових одиницях) сушильні агрегати на твердому біопаливі є більш економічними, відносно сушарок, котрі працюють на природному газі в середньому на 47 % та на дизельному паливі на 73 %.

Список літератури

1. *Занько М.* Як висушити зерно із застосуванням біопалива / *М. Занько* // Пропозиція. – 2014. – № 11. – С. 102–108.
2. *Цугленок Н. В.* Основные факторы и показатели для сравнительной характеристики зерносушилок / *Н. В. Цугленок, С. К. Манасян, М. А. Жуков* // Вестник КрасГАУ. – 2010. – №5. – С. 114–119.
3. *Гапонюк І. І.* Зменшення енергозатрат вітчизняних зерносушарок / *І. І. Гапонюк* // Харчова промисловість. – 2011. – № 10. – С. 112–116.
4. *Panwara N. L.* Role of renewable energy sources in environmental protection / *N. L. Panwara, S. C. Kaushik, K. H. Surendra* // Renewable and Sustainable Energy Review. – 2011. – №5. – P. 1513–1524.
5. *Технічні та технологічні пропозиції отримання енергії із сировини сільськогосподарського походження* / [С. М. Кухарець, Г. А. Голуб, О. В. Скидан, О. Ю. Осипчук] // Вісник ЖНАЕУ. – 2015. – № 2 (50), т. 1. – С. 369–385.
6. *Любченко В. В.* Модернізація установки для сушіння хмелю / *В. В. Любченко, І. І. Борисюк* // Агропромислове виробництво Полісся. – 2014. – №7. – С. 88–91.
7. *Руководство для пользователя зерносушилки KW ADS средней производительности* [Електронний ресурс] // EIMAN 929. – 2010. – Режим доступу до ресурсу: <http://maxsafe.com.ua>.
8. *Нагірний Ю. П.* Обґрунтування інженерних рішень / *Ю. П. Нагірний*. – К.: Урожай, 1994. – 216 с.
9. *Сарана В. В.* Багатокритеріальна оцінка сучасного обладнання для виготовлення паливних гранул і брикетів з відходів переробки сільськогосподарських культур і деревини / *В. В. Сарана, М. М. Гудзенко, С. М. Кухарець* // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – 2010. – Вип. 144, ч. 3. – С. 190–197.

10. *Зерносушилка* энергосберегающая STRAHL тип FR. Описание конструкции [Электронный ресурс] // 2015 – Режим доступа до ресурсу: http://www.officineminute.it/officineminute_files/file/Relazione-tecnica-FR-ukr.pdf.
11. *Зерносушилки* шахтные Eco Silent Recuperation (ESR) [Электронный ресурс] // Элеваторный альянс. – 2015. – Режим доступа до ресурсу: <http://www.agprojekt.pl/ru/index.html>.
12. *Зерносушилка* RIELA тип GDT [Электронный ресурс]. – 2016. – Режим доступа до ресурсу: <http://riela.all.biz>.
13. *Докладний* перелік продукції [Электронный ресурс] // ТОВ "Українсько-російське підприємство" БОЕЗ Україна". – 2015. – Режим доступа до ресурсу: <http://boez.com.ua/ua/produktsiya/perelik-produktsiji.html>.
14. *Зерносушилки* Kepler Weber [Электронный ресурс] // Kepler Weber. – 2016. – Режим доступа до ресурсу: <http://www.kepler.com.br>.
15. *Аграрные* сушилки «STELA» с технологией «Biturbo» [Электронный ресурс] // KMZ INDUSTRIES. – 2016. – Режим доступа до ресурсу: <http://www.stela.de/ru/?s=N2xGr6z5UvX2Ut94A>.
16. *Зерносушилки* шахтные на отходах типа ЗШ.Р [Электронный ресурс]. – 2016. – Режим доступа до ресурсу: <http://www.zeosokol.com/product/product5/>.
17. *Сушилки* DRYER ONE™ [Электронный ресурс]. – 2015. – Режим доступа до ресурсу: <http://insightex.com.ua>.

References

1. *Zan'ko, M.* (2014). Yak vysushyty zerno iz zastosuvannyam biopalyva [How to dry the grain with the use of biofuels]. *Offer*, 11, 102–108.
2. *Tshulenok, N. V., Manasyan, S. K., Zhukov, M. A.* (2010). Osnovnie faktory y pokazately dlya sravnytel'noy kharakterystyky zernosushylok [The main factors and indicators for the comparative features]. *Vestnyk Kras'HAU*, 5, 114–119.
3. *Haponyuk, I. I.* (2011). Zmenshennya enerhozatratt vitchyznyanykh zernosusharok [Reduction of energy consumption of domestic dryers]. *Food industry*, 10, 112–116.
4. *Panwara, N. L., Kaushik, S. C., Surendra, K. H.* (2011). Role of renewable energy sources in environmental protection. *Renewable and Sustainable Energy Review*, 5, 1513–1524.
5. *Kukharets', S. M., Holub, H. A., Skydan, O. V., Osypchuk, O. Yu.* (2015). Tekhnichni ta tekhnologichni propozytyi otrymannya enerhiyi iz syrovyny sil'skohospodars'koho pokhodzhennya. [Technical and technological proposals to produce energy from raw materials of agricultural origin]. *Visnyk ZhNAEU*, 2 (50), t. 1, 369–385.
6. *Lyubchenko, V. V., Borysyuk, I. I.* (2014). Modernizatsiya ustanovky dlya sushynnya khmelyu [Modernization of the installation for drying hops]. *Agricultural production Polesie*, 7, 88–91.
7. Rukovodstvo dlya pol'zovatelya zernosushylky KW ADS sredney proyzvodytel'nosti [Elektronnyy resurs] [User's manual of the dryer KW ADS average performance : Electronic resource] (2010). // EIMAN 929, Rezhym dostupu do resursu: <http://maxsafe.com.ua>.
8. *Nahirnyy, Yu. P.* (1994). Obgruntuvannya inzhenernykh rishen' [Study engineering solutions]. K.: Urozhay, 216.
9. *Sarana, V. V., Hudzenko, M. M., Kukharets', S. M.* (2010). Bahatokryterial'na otsinka suchasnoho obladnannya dlya vyhotovlennya palyvnykh hranul i bryketiv z vidkhodiv pererobky sil'skohospodars'kykh kul'tur i derevyny [Multi-criteria evaluation of modern equipment for the manufacture of fuel pellets and briquettes made of

wastes of agricultural crops and wood]. Scientific Bulletin of National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Series: machinery and energetics AIC, Vyp. 144, ch. 3, 190–197.

10. Zernosushylka enerhosberehayushchaya STRAHL typ FR. Opysanye konstruktsyy [Elektronnyy resurs] [Grain dryer energy saving STRAHL type FR. Description of design : Electronic resource] (2015). Rezhym dostupu do resursu: http://www.officineminute.it/officineminute_files/file/Relazione-tecnica-FR-ukr.pdf.

11. Zernosushylky shakhtnye Eco Silent Recuperation (ESR) [Elektronnyy resurs] [Dryers of mine Eco Silent Recuperation (ESR) : Electronic resource] (2015). Elevatorniy al'yans. Rezhym dostupu do resursu: <http://www.agprojekt.pl/ru/index.html>.

12. Zernosushylka RIELA typ GDT [Elektronnyy resurs]. [Dryers of RIELA typ GDT : Electronic resource] (2016). Rezhym dostupu do resursu: <http://riela.all.biz>.

13. Dokladnyy perelik produktsiyi [Elektronnyy resurs] [A detailed list of products : Electronic resource] (2015). TOV "Ukrayins'ko-rosiys'ke pidpryyemstvo" BOEZ Ukrayina". Rezhym dostupu do resursu: <http://boez.com.ua/ua/produktsiya/perelik-produktsiji.html>.

14. Zernosushylky Kepler Weber [Elektronnyy resurs]. [Grain dryer Kepler Weber : Electronic resource] (2016). Kepler Weber. Rezhym dostupu do resursu: <http://www.kepler.com.br>.

15. Ahrarnie sushylky «STELA» s tekhnolohyey «Biturbo» [Elektronnyy resurs] [Agricultural dryer "STELA" technology "Biturbo" : Electronic resource] (2016). KMZ INDUSTRIES. Rezhym dostupu do resursu: <http://www.stela.de/ru/?s=N2xGr6z5UvX2Ut94A>.

16. Zernosushylky shakhtnie na otkhodakh typa ZSh.R [Elektronnyy resurs] [Dryers of mine type of waste-ZS.G: Electronic resource]. (2016). Rezhym dostupu do resursu: <http://www.zeosokol.com/product/product5/>.

17. Sushylky DRYER ONE™ [Elektronnyy resurs] [Dryers of DRYER ONE™: Electronic resource]. (2015). Rezhym dostupu do resursu: <http://insightex.com.ua>.

ОЦЕНКА ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ СУШКИ ЗЕРНА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ВОЗОБНОВЛЯЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭНЕРГИИ

Г. А. Голуб, С. Н. Кухарец, Я. Д. Ярош

Аннотация. Проведен многокритериальный анализ современного оборудования для сушки зерна. Выполнен анализ экономической эффективности использования биотоплива в сушильных установках по удельным показателям работы. Приведена методика определения данных показателей. Соответственно, лучшим будет считаться вариант зерносушилки которая имеет наименьшее расстояние до цели.

На основе проведенных исследований можно сделать следующие выводы: в ближайшее идеального варианта является шахтная зерносушилка ESR216 польской компании AG-Project, которая имеет низкое энергопотребление, может работать как на природном газе так и на твердом биотопливе и имеет компактные размеры, с точки зрения затрат энергоносителей на

т/% выраженных в денежных единицах на сегодня сушильные агрегаты на биотопливе являются более экономичными чем сушилки, которые работают на природном газе или дизельном топливе, анализ расстояния для цели показывает, что зерносушилки которые используют биотопливо имеют преимущество и ближе к цели.

На основании многокритериального анализа определено, что наиболее рациональным есть сушильные агрегаты на твердом биотопливе. С учетом затрат энергоносителей (в денежных единицах) сушильные агрегаты на твердом биотопливе являются более экономичными, в отношении сушилок, работающих на природном газе в среднем на 47 % и на дизельном топливе на 73 %.

Ключевые слова: сушка, биомасса, энергоэффективность, удельные показатели

ASSESSMENT OF EQUIPMENT FOR GRAIN DRYING WITH USE OF RENEWABLE ENERGY SOURCES

G. A. Golub, S. M. Kuharets, Ya. D. Yarosh

Abstract. *The multi objective analysis of the modern equipment for drying grain is spent. The analysis of the economic efficiency of the using of biofuels in drying plants for specific performance is spent. The method of determining these indicators is resulted. Conducted a multi-criteria analysis modern equipment for grain drying.*

*On the basis of conducted research we can draw the following conclusions: in the near future, the ideal option is mining dryer ESR216 of the Polish company AG-Project, which has low power consumption, can run on natural gas and solid biofuels and is compact, from the point of view of cost of energy carriers on *т/%* expressed in monetary units today drying units on biofuels are more efficient than dryers that run on natural gas or diesel fuel analysis distance to the target shows that dryers that use biofuels have the advantage of being closer to the goal.*

On the basis of multicriteria analysis determined that niral is drying aggregates on solid biofuels. Taking into account the cost of energy (in monetary units) drying units for solid biofuels are more economical in respect of dryers running on natural gas at an average of 47% and diesel fuel by 73 %.

Keywords: *drying, biomass, energy efficiency, specific indicators*

ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ В МЕХАНІЗМІ ПІДЙОМУ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН

В. С. Ловейкін, доктор технічних наук
Ю. В. Човнюк, кандидат технічних наук
І. О. Кадикало, аспірант*
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 слабину 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 методів розрахунку подібних систем як на стадіях їх проектування/конструювання, так і у режимах реальної експлуатації.

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

© В. С. Ловейкін, Ю. В. Човнюк, І. О. Кадикало, 2016

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_d) 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 мас 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 пружності самого канату й металоконструкцій 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).

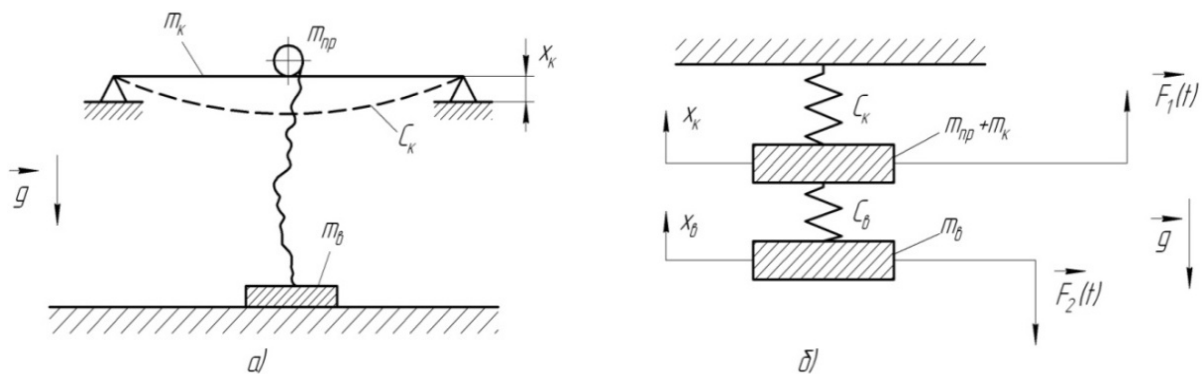


Рис. 1. Схема динамічного навантаження вантажного пристрою при підйомі вантажу «з підхватом»: а – на мостовому крані; б – розрахункова схема двомасової системи.

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_k – маса металокопструкції крану, m_{np} – маса приводу (маса ротора двигуна й приведених до нього мас елементів підйому), m_g – маса вантажу, C_k – жорсткість металокопструкції крану, C_g – жорсткість підйомних канатів й приведена до них жорсткість елементів приводу.

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

$$\begin{cases} (m_k + m_{np}) \cdot \ddot{x}_k + (C_k + C_g) \cdot x_k - C_g \cdot x_g = F_1(t); \\ m_g \cdot \ddot{x}_g - C_g \cdot x_k + C_g \cdot x_g = -F_2(t). \end{cases} \quad (1)$$

Введемо позначення: $(m_k + m_{np}) = m_1$; $m_g = m_2$; $C_k = C_1$; $C_g = C_2$; $x_k = x_1$; $x_g = x_2$. Тоді (1) можна подати наступним чином:

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

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

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

I етап. Вибирання слабину каната. Система рівнянь (2) набуває вигляду:

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

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:

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

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:

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

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

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

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:

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

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

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

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:

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

Після нескладних перетворень матимемо:

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

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

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

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:

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

Зі співвідношень (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. У другому головному коливанні, поряд з точкою закріплення першої пружини О, на другій пружині є точка С', яка залишається нерухомою при коливаннях вантажів m_1 й m_2 . Саме ця точка С' є вузлом.

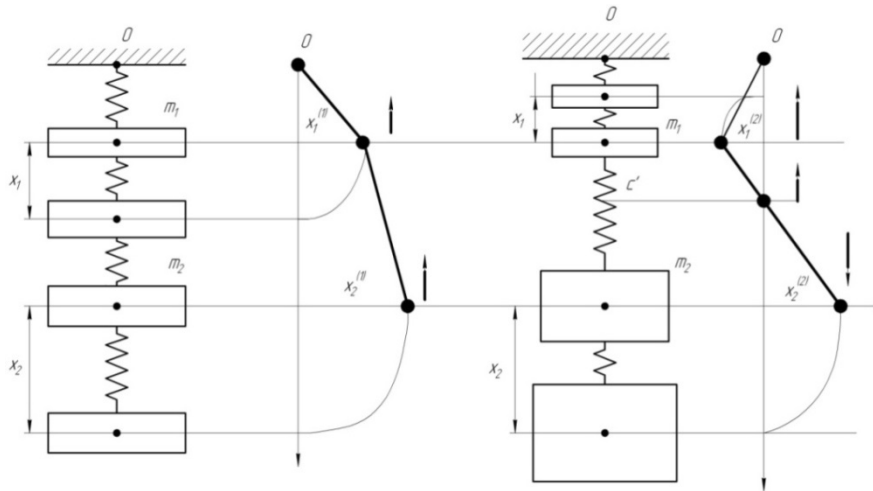


Рис. 2. Переміщення $x_{1,2}^{(1)}$ й $x_{1,2}^{(2)}$: C' – «нульова точка» – це точка зміни напрямку руху на зворотній (2-е головне коливання).

II етап. Пружна деформація всіх елементів конструкції, яка триває до тих пір, поки зусилля $F_1(t)$ не досягне, зростаючи від нуля, значення $Q_0 = m_0 \cdot g$ (те ж стосується й сили $F_2(t)$, яка стає істинною вагою вантажу тільки після відриву m_0 від опори). Тривалість другого етапу процесу підйому вантажу «з підхватом» складає [12] τ_o , яке можна знайти з наступного трансцендентного рівняння:

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

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:

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

або з урахуванням (11):

$$\tau_o + \frac{C_2}{C_1} \cdot \sqrt{\frac{m_1}{(C_1 + C_2)}} \cdot \sin \left\{ \sqrt{\frac{(C_1 + C_2)}{m_1}} \cdot \tau_o \right\} = \frac{gm_2}{V \cdot C_1 \cdot v_1^2}. \quad (16)$$

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

$$\tau_o + \frac{C_2}{C_1 \cdot n_1} \cdot \sin \{ n_1 \cdot \tau_o \} = \frac{gm_2}{V \cdot C_1 \cdot v_1^2}. \quad (17)$$

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

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

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:

$$F_1(t) = F_2(t) + (m_g + m_{np}) \cdot a(t) = F_2(t) + (m_1 - m_k + m_2) \cdot a(t), \quad (19)$$

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 $t = \tau_o$: $F_2(\tau_o) = m_g g = m_2 g$. Ці умови мають наступний вигляд:

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

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

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

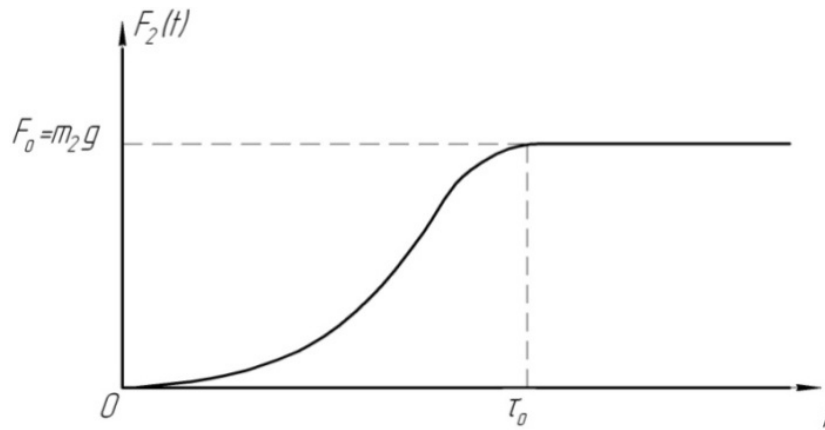


Рис. 3. Залежність $F_2(t)$.

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:

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

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

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

$$\int_0^{\tau_o} x_2^2 dt \rightarrow \min, \quad (23)$$

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

$$\begin{aligned}
& x_2^{(VIII)} + 2 \cdot \left[\left(1 + \frac{m_2}{m_1} \right) \Omega_2^2 + \Omega_1^2 \right] \cdot x_2^{(VI)} + \left[\left(1 + \frac{m_2}{m_1} \right) \Omega_2^2 + \Omega_1^2 \right]^2 \cdot x_2^{(IV)} = \\
& = \left[1 + \frac{m_2}{m_1} - \frac{m_k}{m_1} \right] \Omega_2^2 \cdot a^{(IV)}(t) + \left[\left(1 + \frac{m_2}{m_1} \right) \Omega_2^2 + \Omega_1^2 \right] \cdot \left[1 + \frac{m_2}{m_1} - \frac{m_k}{m_1} \right] \Omega_2^2 \cdot \ddot{a}(t) - \\
& = \left[\left(1 + \frac{m_2}{m_1} \right) \Omega_2^2 + 2\Omega_1^2 \right] \cdot \frac{F_2^{(IV)}(t)}{m_2} - \left[\left(1 + \frac{m_2}{m_1} \right) \Omega_2^2 + \Omega_1^2 \right] \cdot \Omega_1^2 \cdot \frac{\ddot{F}_2(t)}{m_2}.
\end{aligned} \quad (24)$$

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

Враховуючи вираз (21) замість (24) маємо:

$$\begin{aligned}
& x_2^{(VIII)} + 2 \cdot \left[\left(1 + \frac{m_2}{m_1} \right) \Omega_2^2 + \Omega_1^2 \right] \cdot x_2^{(VI)} + \left[\left(1 + \frac{m_2}{m_1} \right) \Omega_2^2 + \Omega_1^2 \right]^2 \cdot x_2^{(IV)} = \\
& = - \left[\left(1 + \frac{m_2}{m_1} \right) \Omega_2^2 + 2\Omega_1^2 \right] \cdot \frac{1}{m_2} \cdot F_o \cdot 360 \cdot \frac{1}{\tau_o^4} \left[-1 + 2 \cdot \frac{t}{\tau_o} \right] - \\
& - \left[\left(1 + \frac{m_2}{m_1} \right) \Omega_2^2 + 2\Omega_1^2 \right] \cdot \Omega_1^2 \cdot \frac{1}{m_2} \cdot F_o \cdot \left\{ \frac{60}{\tau_o^2} \right\} \left\{ \frac{t}{\tau_o} - 3 \cdot \left(\frac{t}{\tau_o} \right)^2 + 2 \left(\frac{t}{\tau_o} \right)^3 \right\}.
\end{aligned} \quad (25)$$

Після введення позначень:

$$\begin{aligned}
& \left[\left(1 + \frac{m_2}{m_1} \right) \Omega_2^2 + \Omega_1^2 \right] = \mathcal{G}; \quad \Phi(t) = - \left[\left(1 + \frac{m_2}{m_1} \right) \Omega_2^2 + 2\Omega_1^2 \right] \cdot \frac{360 \cdot F_o}{m_2 \cdot \tau_o^4} \cdot \left[-1 + 2 \cdot \frac{t}{\tau_o} \right] - \\
& - \left[\left(1 + \frac{m_2}{m_1} \right) \Omega_2^2 + 2\Omega_1^2 \right] \cdot \Omega_1^2 \cdot \frac{F_o \cdot 60}{m_2 \cdot \tau_o^2} \cdot \left\{ \frac{t}{\tau_o} - 3 \cdot \left(\frac{t}{\tau_o} \right)^2 + 2 \left(\frac{t}{\tau_o} \right)^3 \right\},
\end{aligned} \quad (26)$$

можна звести (25) до наступного виду:

$$x_2^{(VIII)} + 2 \cdot \mathcal{G} \cdot x_2^{(VI)} + \mathcal{G}^2 \cdot x_2^{(IV)} = \Phi(t). \quad (27)$$

Розв'язок (27) має наступний вид:

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

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

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

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

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

III етап підйому вантажу характеризують наступні рівняння:

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

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

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

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

$$\int_0^{t_p} x^2 dt \rightarrow \min, \quad (33)$$

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

$$\begin{aligned} x_2^{(VIII)} + 2g \cdot x_2^{(VI)} + g^2 x_2^{(IV)} = & \left[1 + \frac{m_2}{m_1} - \frac{m_k}{m_1}\right] \Omega_2^2 a^{(IV)}(t) + \left[1 + \frac{m_2}{m_1} \Omega_2^2 + \Omega_1^2\right] \cdot \\ & \cdot \left[1 + \frac{m_2}{m_1} - \frac{m_k}{m_1}\right] \Omega_2^2 \cdot \ddot{a}_2(t) \end{aligned} \quad (34)$$

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

$$\begin{aligned} 1) \quad a = \frac{V}{t_p} \text{const}; \quad 2) \quad a = \frac{2V}{t_p} \left(1 - \frac{t}{t_p}\right); \quad 3) \quad a = \frac{12V}{t_p} \left(\frac{t}{t_p} - 2 \cdot \frac{t^2}{t_p^2} + \frac{t^3}{t_p^3}\right); \\ 4) \quad a = \frac{60V}{t_p} \cdot \left[1 - 3\left(\frac{t}{t_p}\right) + \left(\frac{t}{t_p}\right)^2 - \left(\frac{t}{t_p}\right)^3\right] \cdot \left(\frac{t}{t_p}\right)^2 = \frac{60V}{t_p} \left(\frac{t}{t_p}\right)^2 \cdot \left(1 - \frac{t}{t_p}\right)^3. \end{aligned} \quad (35)$$

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

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

Рівняння (36) має розв'язок:

$$x_2(t) = \tilde{C}_0 + \tilde{C}_1 t + \tilde{C}_2 t^2 + \tilde{C}_3 t^3 + (\tilde{C}_4 + \tilde{C}_5 t) \cdot \sin(\sqrt{g} \cdot t) + (\tilde{C}_6 + \tilde{C}_7 t) \cdot \cos(\sqrt{g} \cdot t), \quad (37)$$

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

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

Для третього режиму (35) маємо (34):

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

Розв'язок (39) має вид:

$$\begin{cases} x_2(t) = \tilde{x}_{2одн}(t) + \tilde{x}_{2неодн}(t), \\ \tilde{x}_{2одн}(t) = \tilde{C}_0 + \tilde{C}_1 t + \tilde{C}_2 t^2 + \tilde{C}_3 t^3 + (\tilde{C}_4 + \tilde{C}_5 t) \cdot \sin(\sqrt{g} \cdot t) + (\tilde{C}_6 + \tilde{C}_7 t) \cdot \cos(\sqrt{g} \cdot t), \\ \tilde{x}_{2неодн}(t) = \tilde{A}_1 \cdot t^8 + \tilde{A}_2 \cdot t^9, \quad 8! \tilde{A}_1 = g \left[1 + \frac{m_2}{m_1} - \frac{m_k}{m_1} \right] \cdot \frac{12V \cdot \Omega_2^2}{t_p} \cdot \left[-\frac{4}{t_p^2} \right]; \\ 9! \tilde{A}_2 = g \left[1 + \frac{m_2}{m_1} - \frac{m_k}{m_1} \right] \cdot \Omega_2^2 \cdot \frac{72V}{t_p^4}. \end{cases} \quad (40)$$

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

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

$$\begin{aligned} x_2^{(VIII)} + 2g \cdot x_2^{(VI)} + g^2 x_2^{(IV)} = & \left[1 + \frac{m_2}{m_1} - \frac{m_k}{m_1} \right] \Omega_2^2 \cdot \frac{60V}{t_p} \cdot \left[\frac{72}{t_p^4} - \frac{120t}{t_p^5} \right] + \\ & + g \left[1 + \frac{m_2}{m_1} - \frac{m_k}{m_1} \right] \Omega_2^2 \cdot \frac{60V}{t_p} \cdot \left[\frac{2}{t_p^2} - \frac{18t}{t_p^3} + \frac{36t^2}{t_p^4} - \frac{20t^3}{t_p^5} \right]. \end{aligned} \quad (41)$$

Розв'язок (41) має вид:

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

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 / Н. А. Голубенцев. – М.: Машгиз, 1959. – 147 с.
2. Вейц В. Л. Динамика машинных агрегатов / В. Л. Вейц. – Л.: Машиностроение, 1969. – 370 с.
3. Вульфсон И. И. Динамика машинных агрегатов / И. И. Вульфсон, М. З. Коловский. – Л.: Машиностроение, 1969. – 370 с.
4. Комаров М. С. Нелинейные задачи динамики машин / М. С. Комаров. – М.: Машиностроение, 1968. – 284 с.
5. Казак С. А. Динамика мостовых кранов / С. А. Казак. – М.: Машиностроение, 1968. – 331 с.
6. Гохберг М. М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин / М. М. Гохберг. – М.: Машиностроение, 1969. – 520 с.
7. Лобов Н. А. Динамика грузоподъемных кранов / Н. А. Лобов. – М.: Машиностроение, 1987. – 160 с.
8. Гайдамака В. Ф. Грузоподъемные машины / В. Ф. Гайдамака. – К.: Вища школа, 1989. – 328 с.
9. Будиков Л. Я. Многопараметрический анализ динамики грузоподъемных кранов мостового типа / Л. Я. Будиков. – Луганск: Изд – во ВУТУ, 1997. – 210 с.
10. Моделювання динаміки механізмів вантажопідйомних машин / [Ловейкін В. С., Човнюк Ю. В., Діктерук М. Г., Пастушенко С. І.]. – К. – Миколаїв: РВВ МДАУ, 2004. – 286 с.
11. Гробов В. А. Теория колебаний механических систем / В. А. Гробов. – К.: Вища школа, 1982. – 183 с.
12. Новак С. М. Защита от вибрации и шума в строительстве : справочник / С. М. Новак, А. С. Логвинец. – К.: Будівельник, 1990. – 184 с.
13. Волков Д. П. Динамические нагрузки в универсальных экскаваторах – кранах / Д. П. Волков. – М.: Машгиз, 1958. – 269 с.
14. Кожевников С. Н. Динамика нестационарных процессов в машинах / С. Н. Кожевников. – К.: Наукова думка, 1986. – 288 с.
15. Ловейкин В. С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин / В. С. Ловейкин. – К.: УМК ВО, 1990. – 166 с.
16. Ловейкін В. С. Мінімізація динамічних навантажень в пружних елементах вантажопідйомних машин / В. С. Ловейкін // Гірничі, будівельні, дорожні і меліоративні машини – К., 1998. – Вип. 52. – С. 63–68.
17. Гоberman Л. А. Теория, конструкция и расчет строительных и дорожных машин / Л. А. Гоberman, К. В. Степанян, А. А. Яркин, В. С. Зеленский. – М.: Машиностроение, 1979. – 407 с.

References

1. Holubentsev, N. A. (1959). Dynamyka perekhodnykh protsessov v mashynakh so mnohymy massamy [Dynamics of transient processes in machines with many masses]. M.: Mashhyz, 147.

2. Veyts, V. L. (1969). Dynamyka mashynnikh ahrehatov [Dynamics of machine assemblies]. L.: Mashynostroenye, 370.
3. Vul'fon, Y. Y., Kolovskyy, M. Z. (1969). Dynamyka mashynnikh ahrehatov [Dynamics of machine units]. L.: Mashynostroenye, 370.
4. Komarov, M. S. (1968). Nelyneyne zadachy dynamiky mashyn [Nonlinear problems of dynamics of machines]. M.: Mashynostroenye, 284.
5. Kazak, S. A. (1968). Dynamyka mostovikh kranov [Dynamics of bridge cranes]. M.: Mashynostroenye, 331.
6. Hokhberh, M. M. (1969). Metallycheskiye konstruksyy pod'emno-transportnykh mashyn [Metal constructions of lifting-transport machines]. M.: Mashynostroenye, 520.
7. Lobov, N. A. (1987). Dynamyka hruzopod'emnykh kranov [Dynamics of cranes]. M.: Mashynostroenye, 160.
8. Haydamaka, V. F. (1989). Hruzopodemnie mashyni [Lifting machines]. K.: Vyshcha shkola, 328.
9. Budykov, L. Ya. (1997). Mnohoparametrycheskyy analiz dynamiky hruzopod'emnykh kranov mostovoho typu [Multivariable analysis of the dynamics of load-lifting cranes]. Luhansk: Yzd-vo VUTU, 210.
10. Loveykin, V. S., Chovnyuk, Yu. V., Dikteruk, M. H., Pastushenko, S. I. (2004). Modelyuvannya dynamiky mekhanizmiv vantazhopidymnykh mashyn [Modeling of dynamics of mechanisms of hoisting machines]. K. Mykolayiv: RVV MDAU, 286.
11. Hrobov, V. A. (1982). Teoryyakolebanyy mekhanycheskykh system [Theory mechanical systems]. K.: Vyshcha shkola, 183.
12. Novak, S. M., Lohvynets, A. S. (1990). Zashchyta ot vybratsyy y shuma v stroytel'stve : spravochnyk [Protection against vibration and noise in construction : handbook]. K.: Budivel'nyk, 184.
13. Volkov, D. P. (1958). Dynamycheskiye nahruzky v unyversal'nykh ekskavatorakh – kranakh [Dynamic load universal excavators – cranes]. M.: Mashhyz, 269.
14. Kozhevnykov, S. N. (1986). Dynamyka nestatsyonarnykh protsessov v mashynakh [Dynamics of transient processes in machines]. K.: Naukova dumka, 288.
15. Loveykyn, V. S. (1990). Rascheti optymal'nykh rezhymov dvyzhenyya mekhanizmov stroytel'nykh mashyn [Calculation of optimum modes of movement of building machines]. K.: UMK VO, 166.
16. Loveykin, V. S. (1998). Minimizatsiya dynamichnykh navantazhen' v pruzhnykh elementakh vantazhopidymnykh mashyn [Minimization of dynamic loads in the elastic elements of lifting machines]. Mining, construction, road and reclamation machines, K., Vyp. 52, 63–68.
17. Hoberman, L. A., Stepanyan, K. V., Yarkyn, A. A., Zelensky, V. S. (1979). Teoryya, konstruksyya y raschet stroytel'nykh y dorozhnykh mashyn [Theory, design and calculation of building and road machines]. M.: Mashynostroenye, 407.

ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ В МЕХАНИЗМЕ ПОДЪЕМА ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

В. С. Ловеikin, 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 примере механизма 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»

DYNAMIC STRESSES IN LIFTING MECHANISM OF HOISTING MACHINERY

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.

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

УДК 531.32

ВИЗНАЧЕННЯ МІНІМАЛЬНОЇ ГРАНИЧНОЇ КУТОВОЇ ШВИДКОСТІ ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВІДЦЕНТРОВОГО РУХУ ЧАСТИНКИ ПО РАДІАЛЬНІЙ ЛОПАТЦІ ОБЕРТОВОГО БАРАБАНА

**Г. А. Голуб, доктор технічних наук
О. А. Марус, кандидат технічних наук
e-mail: gagolub@mail.ru**

Анотація. Пристрої для перемішування на основі обертових барабанів знаходить все більше поширення при розробці

© Г. А. Голуб, О. А. Марус, 2016

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.

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

УДК 531.32

ВИЗНАЧЕННЯ МІНІМАЛЬНОЇ ГРАНИЧНОЇ КУТОВОЇ ШВИДКОСТІ ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВІДЦЕНТРОВОГО РУХУ ЧАСТИНКИ ПО РАДІАЛЬНІЙ ЛОПАТЦІ ОБЕРТОВОГО БАРАБАНА

**Г. А. Голуб, доктор технічних наук
О. А. Марус, кандидат технічних наук
e-mail: gagolub@mail.ru**

Анотація. Пристрої для перемішування на основі обертових барабанів знаходить все більше поширення при розробці

© Г. А. Голуб, О. А. Марус, 2016

біотехнологічних процесів ферментації, а тому підвищення ефективності їх роботи шляхом обґрунтування методів визначення параметрів відцентрового руху частинок по радіальній лопатці в обертовому барабані, які дозволять встановити раціональні значення кутової швидкості та конструктивні параметри обертових барабанів, потребує подальшого удосконалення.

Встановлено, що найбільш складні умови розгону матеріальної частинки при русі по радіальній лопатці будуть тоді, коли руху під дією відцентрової сили протидіють сила тертя за рахунок коріолісової сили, сила тертя за рахунок сили тяжіння, а також безпосередньо сила тяжіння. Визначено мінімальну граничну кутову швидкість для забезпечення відцентрового руху матеріальних частинок по радіальній лопатці при різних варіантах обертання барабана. Запропоновано методику розрахунку мінімальної граничної кутової швидкості, яка забезпечує відцентровий рух матеріальних частинок по радіальній лопатці. Отримано вираз для розрахунку граничної кутової швидкості, яка забезпечує відцентровий рух матеріальних частинок по радіальній лопатці з точністю 10-12 % в широкому діапазоні умов руху і розмірів барабана.

Ключові слова: барабан, радіальна лопатка, рух частинки

Постановка проблеми. Пристрої для перемішування на основі обертових барабанів знаходять все більше поширення при розробці біотехнологічних процесів ферментації, а тому підвищення ефективності їх роботи шляхом обґрунтування методів визначення параметрів відцентрового руху частинок по радіальній лопатці в обертовому барабані, які дозволять встановити раціональні значення кутової швидкості та конструктивні параметри обертових барабанів, потребує подальшого удосконалення.

Аналіз останніх досліджень. Основи аналізу руху матеріальних частинок по робочих органах з горизонтальною та вертикальною віссю обертання були закладені у відомій праці академіка П. М. Василенка [1]. Значний обсяг досліджень щодо визначення відносної швидкості руху матеріальної точки по робочих органах з горизонтальною віссю обертання був проведений також у роботах [2, 3, 4] з метою визначення параметрів робочих органів для розпушування компостів та внесення органічних добрив. Ці дослідження стосувалися аналізу відцентрового руху матеріальних частинок по радіальних робочих органах в обмеженому секторі повороту барабана.

Встановлено також [5], що диференційні рівняння, які описують рух матеріальної частинки, що рухається по радіальних лопатках в

обертівому барабані при його обертанні проти та за часовою стрілкою, а також при системах відліку кута повороту від горизонтальної та вертикальної вісі мають наступний вигляд:

$$m \frac{dv_R}{dt} = m \frac{d^2 r}{dt^2} = mrw^2 - 2fmw \frac{dr}{dt} - fmg \cos(B + wt) - mg \sin(B + wt); \quad (1)$$

$$m \frac{dv_R}{dt} = m \frac{d^2 r}{dt^2} = mrw^2 - 2fmw \frac{dr}{dt} + fmg \sin(B + wt) - mg \cos(B + wt); \quad (2)$$

$$m \frac{dv_R}{dt} = m \frac{d^2 r}{dt^2} = mrw^2 - 2fmw \frac{dr}{dt} + fmg \cos(B + wt) + mg \sin(B + wt); \quad (3)$$

$$m \frac{dv_R}{dt} = m \frac{d^2 r}{dt^2} = mrw^2 - 2fmw \frac{dr}{dt} - fmg \sin(B + wt) + mg \cos(B + wt), \quad (4)$$

де: m – маса частинки, кг; ω – кутова швидкість обертання барабана, рад/с; r – поточний радіус положення частинки на лопатці, м; g – прискорення земного тяжіння, м/с²; f – коефіцієнт тертя матеріальної частинки по матеріалу лопатки, відн. од.; B – початковий кут повороту лопатки барабана, рад.; t – час повороту барабана, с; v_R – мінімальна відносна швидкість руху частинки по лопатці, м/с; mrw^2 – відцентрова сила інерції, Н; $2mw \frac{dr}{dt}$ – коріолісова сила, Н; mg – сила тяжіння, Н.

Встановлено також [6], що повне рішення диференціальних рівнянь (1)–(4) має наступний вигляд:

$$r = C_1 \exp(\lambda_1 t) + C_2 \exp(\lambda_2 t) + \frac{g}{2w^2} \sin\left(B + wt + \arctg \frac{2f}{1 - f^2}\right). \quad (5)$$

При цьому відносна швидкість руху частинки по лопатці становитиме:

$$v_R = \frac{dr}{dt} = \lambda_1 C_1 \exp(\lambda_1 t) + \lambda_2 C_2 \exp(\lambda_2 t) + \frac{g}{2w} \cos\left(B + wt + \arctg \frac{2f}{1 - f^2}\right). \quad (6)$$

Значення постійних величин при цьому мають значення:

$$\begin{aligned} C_1 &= \frac{\lambda_2}{\lambda_2 - \lambda_1} \left[R_{II} - \frac{g}{2w^2} \sqrt{1 + \frac{w^2}{\lambda_2^2}} \sin\left(B + \arctg \frac{2f}{1 - f^2} - \arctg \frac{w}{\lambda_2}\right) \right]; \\ C_2 &= \frac{\lambda_1}{\lambda_2 - \lambda_1} \left[\frac{g}{2w^2} \sqrt{1 + \frac{w^2}{\lambda_1^2}} \sin\left(B + \arctg \frac{2f}{1 - f^2} - \arctg \frac{w}{\lambda_1}\right) - R_{II} \right]. \end{aligned} \quad (7)$$

Для встановлення мінімальної граничної кутової швидкості для забезпечення відцентрового руху матеріальних частинок по радіальній лопатці доцільно провести додаткові дослідження.

Мета досліджень. Визначити мінімальну граничну кутову швидкість, яка забезпечує відцентровий рух матеріальних частинок по радіальній лопатці при різних варіантах обертання барабана.

Результати досліджень. Приймаючи, що матеріальна частинка рухатися по поверхні лопатки до периферії барабана, а тому в початковий момент її відносна швидкість дорівнюватиме нулю, а сама частинка буде знаходитися на деякій відстані від центру барабана. Враховуючи такі початкові умови:

$$t = 0; \quad r = R_{II}; \quad v_R = v_{RII} = 0. \quad (8)$$

З урахуванням вищенаведеного, розрахуємо параметри руху матеріальної частинки, що відцентрово рухається по радіальних лопатках в обертовому барабані при вихідних параметрах приведених у табл. 1.

1. Вихідні параметри руху матеріальної частинки по радіальних лопатках в обертовому барабані

Параметри	Од. виміру	Значення
Діаметр барабана	мм	2000
Радіус барабана	мм	1000
Початковий радіус положення частинки на лопатці	мм	500
Прискорення сили тяжіння	м/с ²	9,81
Коефіцієнт тертя матеріалу по лопатці	—	0,40

Результати розрахунку параметрів руху матеріальної частинки, що відцентрово рухається по радіальних лопатках в обертовому барабані при вищенаведених вихідних параметрах приведені на рис. 1 – рис. 4.

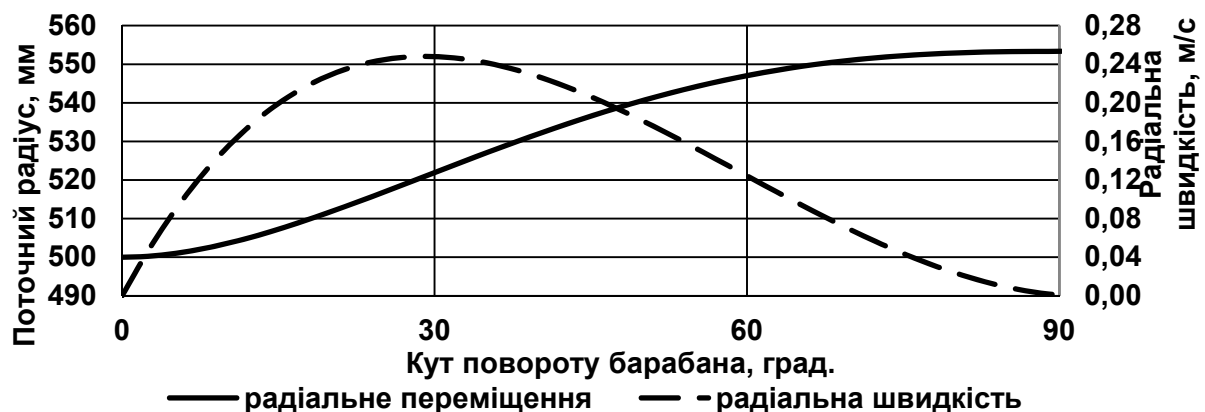


Рис. 1. Параметри руху частинки в 1-му квадранті (0-90 град.).

Найбільш складні умови розгону матеріальної частинки при русі по радіальній лопатці будуть тоді, коли руху під дією відцентрової сили протидіють сила тертя за рахунок коріолісової сили, сила тертя за рахунок сили тяжіння, а також безпосередньо сила тяжіння (рис 1). У цьому випадку мінімальна гранична кутова швидкість, яка забезпечує відцентровий рух матеріальних частинок по радіальній лопатці, за умов руху приведених у табл. 1, становить 4,16 рад/с.

Розрахувати мінімальну граничну кутову швидкість, яка забезпечує відцентровий рух матеріальних частинок по радіальній лопатці можна за допомогою наступного виразу:

$$w = \sqrt{\frac{g}{r}(1+f)}. \quad (9)$$

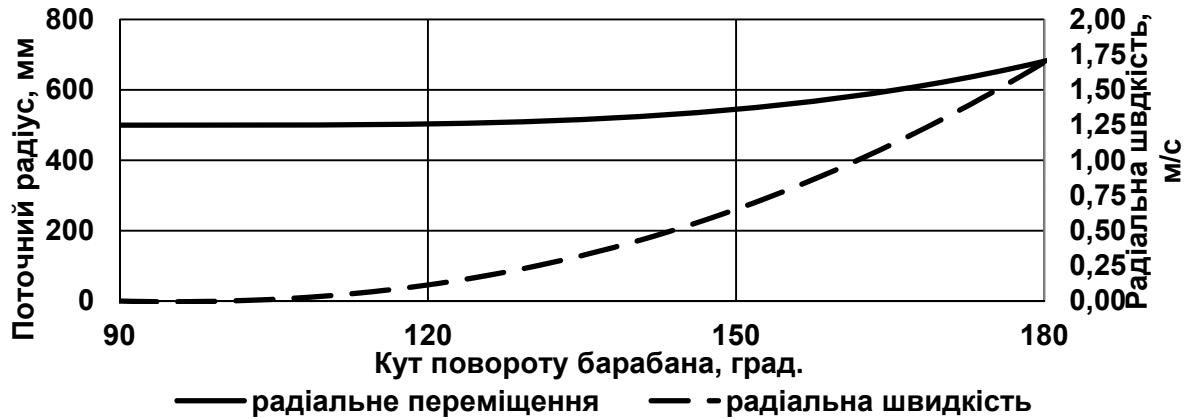


Рис. 2. Параметри руху частинки в 2-му квадранті (90-180 град.).



Рис. 3. Параметри руху частинки в 3 квадранті (180-270 град.).

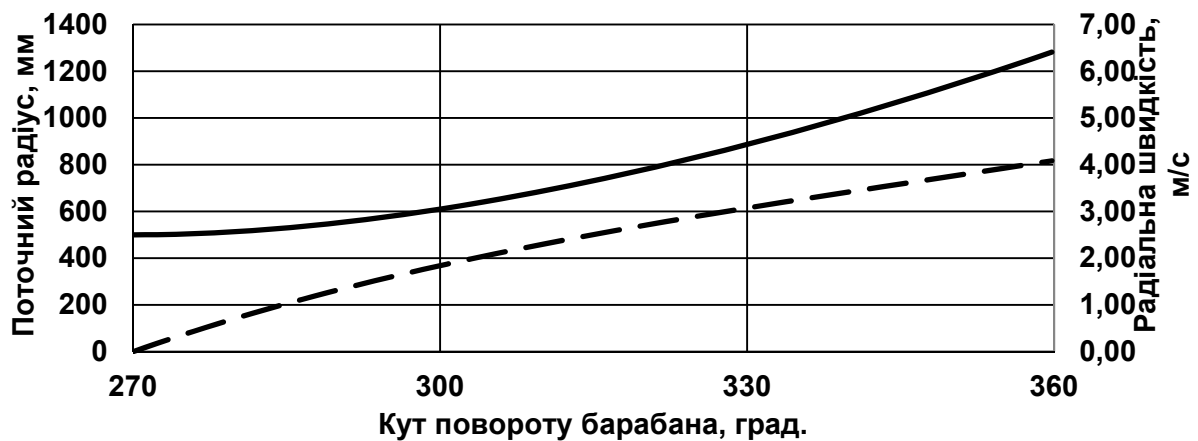


Рис. 4. Параметри руху частинки в 4 квадранті (270-360 град.).

Даний вираз забезпечує розрахунок граничної кутової швидкості, яка забезпечує відцентровий рух матеріальних частинок по радіальній лопатці з точністю 10–12 %.

Висновок. Отримано вираз для розрахунку граничної кутової швидкості, яка забезпечує відцентровий рух матеріальних частинок по радіальній лопатці з точністю 10–12 % в широкому діапазоні умов руху і розмірів барабана.

Список літератури

1. Василенко П. М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин / П. М. Василенко. – К.: УАСХН, 1960. – 284 с.
2. Марченко Н. М. Механизация внесения органических удобрений / Н. М. Марченко, Г. И. Личман, А. Е. Шебалкин. – М.: ВО «Агропромиздат», 1990. – 207 с.
3. Якубаускас В. И. Технологические основы механизированного внесения удобрений / В. И. Якубаускас. – М.: «Колос», 1973. – 231 с.
4. Голуб Г. А. Агропромислове виробництво їстівних грибів. Механіко-технологічні основи / Г. А. Голуб. – К.: Аграрна наука, 2007. – 332 с.
5. Голуб Г. А. Механіка руху частинки по радіальній лопатці обертового барабана / Г. А. Голуб, О. А. Марус // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2016. – Вип. 241. – 396 с. – С. 350–358.
6. Голуб Г. А. Аналіз рівнянь руху матеріальної частинки по радіальній лопатці обертового барабана / Г. А. Голуб, О. А. Марус // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2016. – Вип. 251. – 408 с. – С. 43–53.

References

1. Vasylenko, P. M. (1960). Teoryya dvyzhenyya chastytsti po sherokhovatim poverkhnostyam sel'skokhozyaystvennykh mashyn [Theory of the motion of particles on rough surfaces agricultural machines]. K.: UASKhN, 284.
2. Marchenko, N. M., Lychman, H. Y., Shebalkyn, A. E. (1990). Mekhanyzatsyya vnesenyya orhanycheskykh udobrenyy [Mechanization of the organic fertilizer application]. M.: VO "Ahropromyzdat", 207.
3. Yakubauskas, V. Y. (1873). Tekhnolohycheskye osnovy mekhanyzyrovannoho vnesenyya udobrenyy [Technological bases of the mechanized application of fertilizers]. M.: Kolos, 231.
4. Holub, H. A. (2007). Ahropromyslove vyrobnytstvo yistivnykh hrybiv. Mekhaniko-tekhnolohichni osnovy [Agro-industrial production of edible mushrooms. Mechanical-technological bases]. K.: Ahrarna nauka, 332.
5. Holub, H. A., Marus, O. A. (2016). Mekhanika rukhu chastynky po radial'niy lopattsi obertovoho barabana [Mechanics of the motion of the particle in the radial shoulder of the rotating drum]. Scientific Bulletin of National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Series: machinery and energetics AIC. K., Vyp. 241, 396, 350–358.
6. Holub, H. A., Marus, O. A. (2016). Analiz rivnyan' rukhu material'noyi chastynky po radial'niy lopattsi obertovoho barabana [Analysis of the equations of motion of material particles on the radial shoulder of the rotating drum]. Scientific Bulletin of National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Series: machinery and energetics AIC. K., Vyp. 251, 408, 43–53.

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ МИНИМАЛЬНОЙ ПРЕДЕЛЬНОЙ УГЛОВОЙ
СКОРОСТИ ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО ДВИЖЕНИЯ
ЧАСТИЦЫ ПО РАДИАЛЬНОЙ ЛОПАТКЕ
ВРАЩАЮЩЕГОСЯ БАРАБАНА**

Г. А. Голуб, О. А. Марус

Аннотация. Устройства для перемешивания на основе вращающихся барабанов находят все большее распространение при разработке биотехнологических процессов ферментации, а поэтому повышение эффективности их работы путем обоснования методов определения параметров центробежного движения частиц по радиальной лопатке во вращающемся барабане, которые позволят установить рациональные значения угловой скорости и конструктивные параметры вращающихся барабанов, требует дальнейшего усовершенствования.

Установлено, что наиболее сложные условия разгона материальной частицы при движении по радиальной лопатке будут тогда, когда движению под действием центробежной силы противодействуют сила трения за счет кориолисовой силы, сила трения за счет силы тяжести, а также непосредственно сила тяжести. Определена минимальная предельная угловая скорость для обеспечения центробежного движения материальных частиц по радиальной лопатке при различных вариантах вращения барабана. Предложена методика расчета минимальной предельной угловой скорости, которая обеспечивает центробежное движение материальных частиц по радиальной лопатке. Получено выражение для расчета предельной угловой скорости, которая обеспечивает центробежное движение материальных частиц по радиальной лопатке с точностью 10-12% в широком диапазоне условий движения и размеров барабана.

Ключевые слова: барабан, радиальная лопатка, движение частицы

**DETERMINATION OF MINIMUM ANGULAR VELOCITY TO PROVIDE
CENTRIFUGAL MOTION OF PARTICLE IN RADIAL SHOULDER
OF ROTATING DRUM**

G. A. Golub, O. A. Marus

Abstract. Devices for mixing based on rotating drums is becoming more prevalent in developing biotechnological fermentation process and therefore improve their performance by grounding methods for determining the parameters of centrifugal movement of particles along the radial blade in a rotating drum that will establish rational values of angular velocity and the design parameters of rotating drums requires further improvement.

Found that the most difficult conditions of material particle acceleration when driving on radial blade will be when the movement by

centrifugal forces opposing frictional force due to Coriolis force, the frictional force due to gravity, and gravity directly. The minimum limit for the angular speed centrifugal movement of material particles on the radial blade in different variants drum. The method of calculating the minimum limit angular velocity, which provides centrifugal motion of material particles on the radial blade, is offered. An expression for calculation of the limit of the angular velocity, which provides centrifugal motion of material particles in the radial blade with 10-12% accuracy in a wide range of traffic conditions and the size of the drum.

Keywords: *drum, radial blade, movement of particles*

УДК 631.3:636

ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ЗМІШУВАННЯ КОМПОНЕНТІВ ГНОЄ-КОМПОСТНОЇ СУМІШІ ЛОПАТЕВИМ РОБОЧИМ ОРГАНОМ

С. І. Павленко, кандидат технічних наук
e-mail: gagolub@mail.ru

Анотація. В результаті чисельного моделювання технологічного процесу змішування компонентів гноє-компостної суміші лопатевим робочим органом з використанням пакету програмного забезпечення Star CCM+ встановлені залежності зміни висоти сформованого бурта H , коефіцієнта варіації якості змішування δ від коефіцієнта завантаження k і кінематичного показника режиму роботи λ . Гноє-компостна суміш представляється у вигляді сферичних частинок радіусом 2,5 мм. При моделюванні процесу зазначеним методом задаються початкові положення частинок гноє-компостної суміші. Потім, виходячи з цих початкових даних заданих фізичних законів контактної взаємодії, обчислюються сили, що діють на кожну частинку в кожній інтервал часу. Для кожної частинки обчислюється результуюча сила і також вирішується задача Коші на вибраному відрізку часу, результатом якої є початкові дані для наступного кроку. В якості фізичних моделей для чисельного моделювання були обрані наступні: поле сили тяжіння, модель дискретних елементів, лагранжева багатофазність, модель багатофазної взаємодії. Чисельне моделювання було проведено за повним факторним дослідом із загальною кількістю дослідів – 27.

© С. І. Павленко, 2016

centrifugal forces opposing frictional force due to Coriolis force, the frictional force due to gravity, and gravity directly. The minimum limit for the angular speed centrifugal movement of material particles on the radial blade in different variants drum. The method of calculating the minimum limit angular velocity, which provides centrifugal motion of material particles on the radial blade, is offered. An expression for calculation of the limit of the angular velocity, which provides centrifugal motion of material particles in the radial blade with 10-12% accuracy in a wide range of traffic conditions and the size of the drum.

Keywords: *drum, radial blade, movement of particles*

УДК 631.3:636

ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ЗМІШУВАННЯ КОМПОНЕНТІВ ГНОЄ-КОМПОСТНОЇ СУМІШІ ЛОПАТЕВИМ РОБОЧИМ ОРГАНОМ

С. І. Павленко, кандидат технічних наук
e-mail: gagolub@mail.ru

Анотація. В результаті чисельного моделювання технологічного процесу змішування компонентів гноє-компостної суміші лопатевим робочим органом з використанням пакету програмного забезпечення Star CCM+ встановлені залежності зміни висоти сформованого бурта H , коефіцієнта варіації якості змішування δ від коефіцієнта завантаження k і кінематичного показника режиму роботи λ . Гноє-компостна суміш представляється у вигляді сферичних частинок радіусом 2,5 мм. При моделюванні процесу зазначеним методом задаються початкові положення частинок гноє-компостної суміші. Потім, виходячи з цих початкових даних заданих фізичних законів контактної взаємодії, обчислюються сили, що діють на кожну частинку в кожній інтервал часу. Для кожної частинки обчислюється результуюча сила і також вирішується задача Коші на вибраному відрізку часу, результатом якої є початкові дані для наступного кроку. В якості фізичних моделей для чисельного моделювання були обрані наступні: поле сили тяжіння, модель дискретних елементів, лагранжева багатофазність, модель багатофазної взаємодії. Чисельне моделювання було проведено за повним факторним дослідом із загальною кількістю дослідів – 27.

© С. І. Павленко, 2016

В результаті моделювання було отримано візуалізацію технологічного процесу змішування гноє-компостної суміші і формування бурта. Встановлено, що при низькому значенні кінематичного показника режиму роботи ($\lambda = 16,8$) із збільшенням коефіцієнта завантаження збільшується і коефіцієнт варіації. На відміну від високого значення кінематичного показника режиму роботи ($\lambda = 251,3$), при якому із збільшенням коефіцієнта завантаження коефіцієнт варіації зменшується.

Ключові слова: компост, бурт, змішувач-аератор, чисельне моделювання, коефіцієнт варіації, коефіцієнт завантаження, кінематичний показник

Постановка проблеми. В залежності від способу вивантаження гною на площадку для компостування і його фізико-механічних властивостей, форму бурта гноє-компостної суміші можна апроксимувати як трикутну, трапецеїдальну і прямокутну. Трикутна і трапецеїдальна форма характеризується висотою H , шириною b і кутом природнього відкосу гноє-компостної суміші α . Прямокутна форма має місце при технології компостування в каналах. В зв'язку з різноманітністю форм та фізико-механічних властивостей гною необхідно мати певні типи робочих органів змішувачів-аераторів для здійснення технологічної операції компостування [1].

Аналіз останніх публікацій. Конструкції робочих органів змішувачів-аераторів гноє-компостної суміші можна розділити на чотири типи в залежності від виду формованого бурта і фізико-механічних властивостей гною (рис. 1).

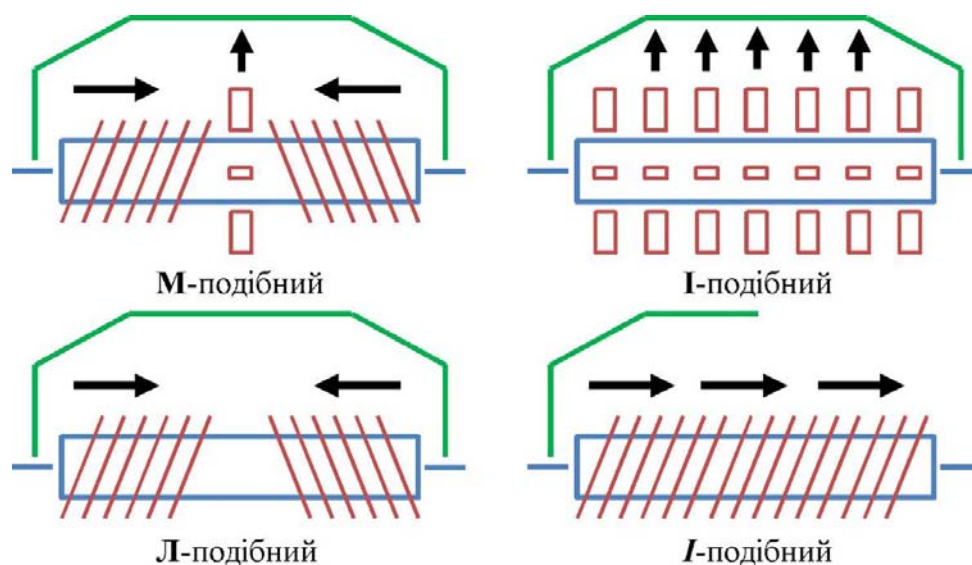


Рис. 1. Типи конструкцій робочих органів змішувачів-аераторів гноє-компостної суміші.

Основними конструктивними елементами, з яких складаються фрезерно-барабанні робочі органи є барабан, лопаті похилі, лопаті прямі або гвинт. Прямі лопаті розташовані радіально по центру барабана. Похилі лопаті встановлені симетрично відносно центру барабана (відповідно симетрично відносно прямих лопатей) і закріплені по гвинтових лініях навивки. Кут атаки похилих лопатей відмінний від кута гвинтової лінії [2, 3].

Під час роботи фрезерно-барабанний робочий орган здійснює одночасно поступальний рух зі швидкістю v та обертальний рух зі швидкістю ω і, за рахунок цього взаємодіє з забуртованим компостним матеріалом. Похилі лопаті або гвинт, врізаючись в структуру компостного матеріалу, відокремлюють певну частину його й одночасно змішують, розпушують, пересувають і перекидають позаду барабана формуючи новий бурт. Прямі лопаті, які працюють у зоні найбільшої висоти бурту, виконують відокремлення матеріалу з масиву бурту, перекидають його з одноразовим формуванням нового бурта. Важливим параметром є наявність технологічно вільної зони за робочим органом, що обмежує можливість повторного перекидання компостної маси. Під час роботи як прямих, так і похилих лопатей (гвинта) в зоні польоту відокремлених часток відбувається насичення суміші киснем і зв'язування двоокису вуглецю, що утворився внаслідок мікробіологічних процесів. Перелопачування буртів також супроводжується зниженням температури маси, зв'язуванням вологи та інших газоподібних речовин.

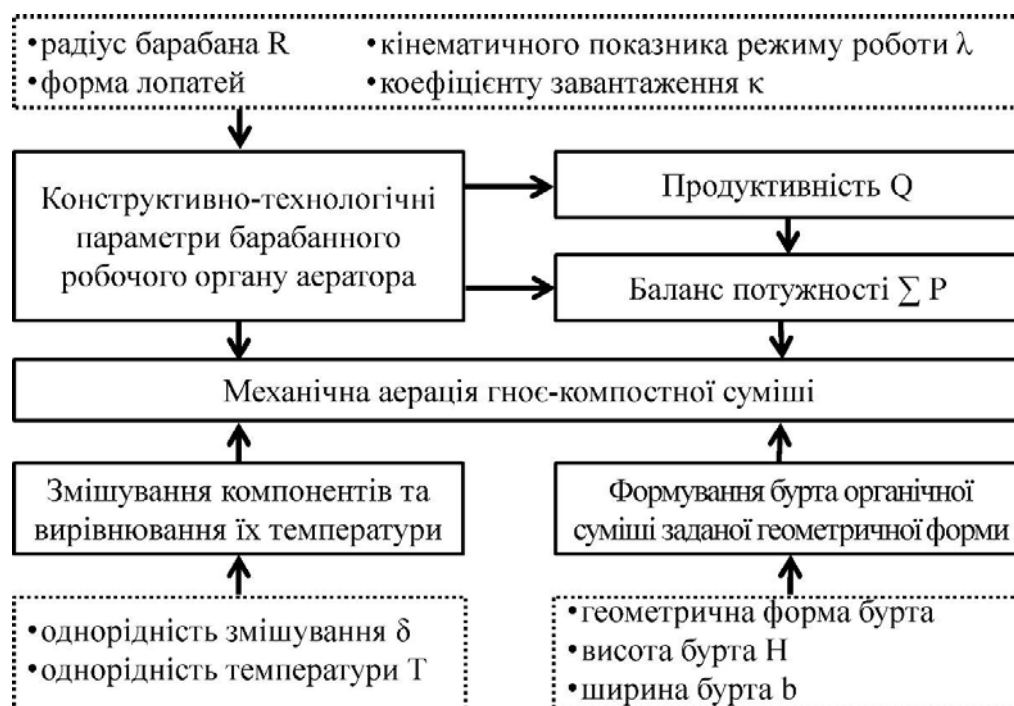


Рис. 2. Взаємозв'язок техніко-технологічних параметрів механізованого процесу компостування органічних відходів.

Аналіз технологічних операцій забезпечення механізованого процесу компостування органічних відходів дозволив виділити дві функції: змішування компонентів та вирівнювання їх температури і формування бурта органічної суміші заданої геометричної форми (рис. 2).

Мета досліджень. Дослідити технологічний процес змішування компонентів гноє-компостної суміші лопатевим робочим органом та визначити діапазони його раціональних параметрів.

Результати досліджень. Для реалізації чисельного моделювання було складено розрахункову схему процесу змішування гноє-компостної суміші лопатевим робочим органом (рис. 3).

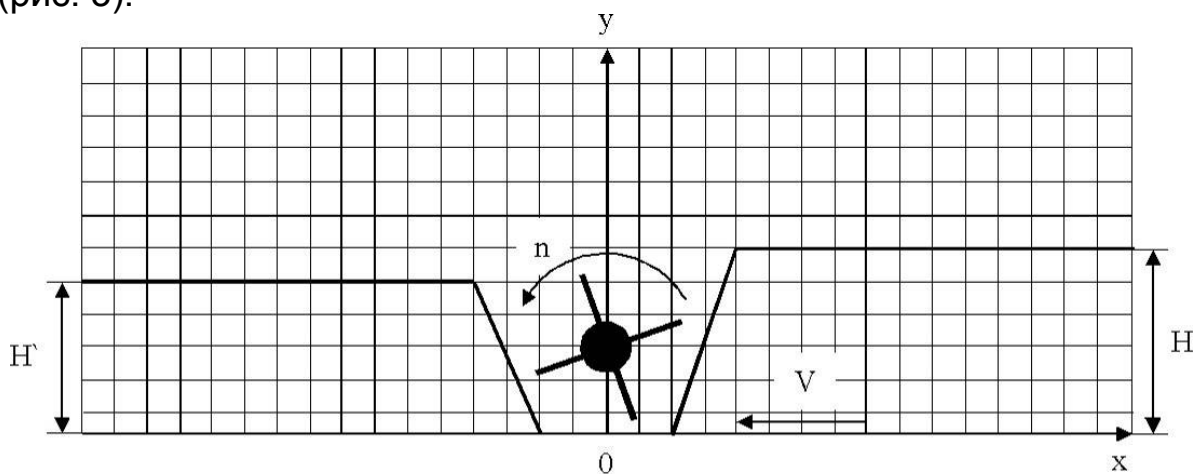


Рис. 3. Розрахункова схема процесу змішування гноє-компостної суміші лопатевим робочим органом.

Побудову фізико-математичної моделі процесу змішування гноє-компостної суміші робочим органом змішувача-аератора виконаємо з використанням пакету програмного забезпечення Star CCM+. Гноє-компостна суміш представляється у вигляді сферичних частинок радіусом 2,5 мм. При моделюванні процесу зазначеним методом задаються початкові положення частинок гноє-компостної суміші. Потім, виходячи з цих початкових даних заданих фізичних законів контактної взаємодії, обчислюються сили, що діють на кожну частинку в кожній інтервал часу. Для кожної частинки обчислюється результуюча сила і також вирішується задача Коші на вибраному відрізьку часу, результатом якої є початкові дані для наступного кроку. В якості фізичних моделей для чисельного моделювання були обрані наступні: поле сили тяжіння, модель дискретних елементів, лагранжева багатофазність, модель багатофазної взаємодії [4–7].

Для чисельного моделювання процесу змішування гноє-компостної суміші лопатевим робочим органом були прийняті конструктивно-технологічні параметри, які наведені в табл. 1. За

фактори чисельного моделювання були прийняті наступні конструктивно-технологічні параметри: частота обертання робочого органу n , лінійна швидкість переміщення робочого органу (або гноє-компостної суміші) V і висота вихідного бурта H (межі варіювання представлені в табл. 2).

1. Конструктивно-технологічні параметри робочого органу змішувача-аератора

Величина	Позначення	Значення
Зовнішній радіус, м	R	0,2
Радіус валу, м	r	0,05
Товщина лопатей, м	δ	0,01
Висота розташування, м	h	0,22

2. Рівні варіацій факторами чисельного моделювання

Рівні варіацій факторів	Фактори		
	Частота обертання робочого органу n , об/хв	Лінійна швидкість переміщення робочого органу (або гноє-компостної суміші) V , м/с	Висота вихідного бурта H , м
Верхній рівень (+)	200	0,05	0,3
Основний рівень (0)	400	0,15	0,5
Нижній рівень (–)	600	0,25	0,7
Інтервал варіацій факторів	200	0,1	0,2

Чисельне моделювання було проведено за повним факторним дослідом із загальною кількістю дослідів – $3^3 = 27$, матриця якого представлена в табл. 3.

3. Матриця плану чисельного моделювання

№ досліду	n , об/хв.	V , м/с	H , м	k	λ
1	200	0,05	0,3	0,5	83,8
2	200	0,05	0,5	1	83,8
3	200	0,05	0,7	1,5	83,8
4	200	0,15	0,3	0,5	27,9
5	200	0,15	0,5	1	27,9
6	200	0,15	0,7	1,5	27,9
7	200	0,25	0,3	0,5	16,8
8	200	0,25	0,5	1	16,8
9	200	0,25	0,7	1,5	16,8
10	400	0,05	0,3	0,5	167,6
11	400	0,05	0,5	1	167,6
12	400	0,05	0,7	1,5	167,6
13	400	0,15	0,3	0,5	55,9
14	400	0,15	0,5	1	55,9

Продовження табл. 3

№ досліджу	n, об/хв.	V, м/с	H, м	κ	λ
15	400	0,15	0,7	1,5	55,9
16	400	0,25	0,3	0,5	33,5
17	400	0,25	0,5	1	33,5
18	400	0,25	0,7	1,5	33,5
19	600	0,05	0,3	0,5	251,3
20	600	0,05	0,5	1	251,3
21	600	0,05	0,7	1,5	251,3
22	600	0,15	0,3	0,5	83,8
23	600	0,15	0,5	1	83,8
24	600	0,15	0,7	1,5	83,8
25	600	0,25	0,3	0,5	50,3
26	600	0,25	0,5	1	50,3
27	600	0,25	0,7	1,5	50,3

Також в табл. 3 приведені значення деяких розрахованих конструкторно-технологічних параметрів: коефіцієнт завантаження κ і кінематичний показник режиму роботи λ . В якості критерію чисельного моделювання було прийнято висота отриманого бурта гноє-компостної суміші і якість її змішування, яка визначалася коефіцієнтом варіації:

$$\delta = 1 - \frac{1}{\bar{C}} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (C_i - \bar{C})^2}{n-1}}; \quad (1)$$

де $\bar{C}$ – середня концентрація матеріалу в бурті; C_i – концентрація матеріалу в i -ой зоні бурта; n – кількість зон в бурті.

Слід зазначити, що бурт був поділений на 10 горизонтальних зон (рис. 4).

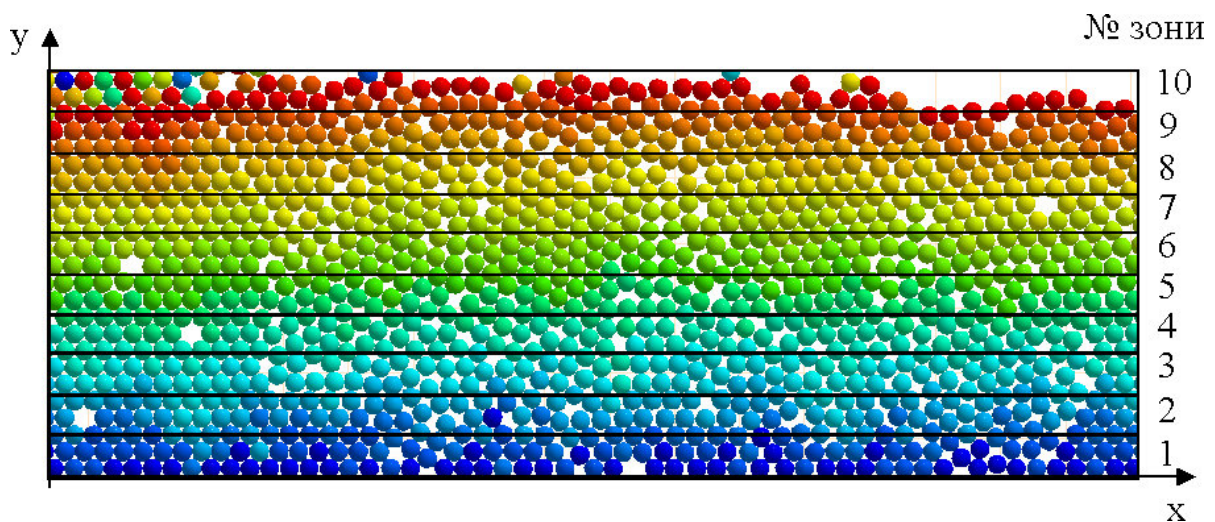


Рис. 4. Схема розміщення зон бурта.

В результаті моделювання було отримано візуалізацію технологічного процесу змішування гное-компостної суміші і формування бурта (рис. 5). Як видно з рис. 5 сформований бурт має меншу висоту на відміну від початкового бурта. Окрім цього візуально видно, що для кожного дослідження якість змішування відрізняється. На підставі цього можна проводити кількісну оцінку технологічного процесу змішування.

Отримані дані зведені в табл. 4, в якій додатково розраховано ступень зменшення бурта після виконання технологічного процесу аерації за формулою:

$$\chi = \frac{H'}{H}. \quad (2)$$

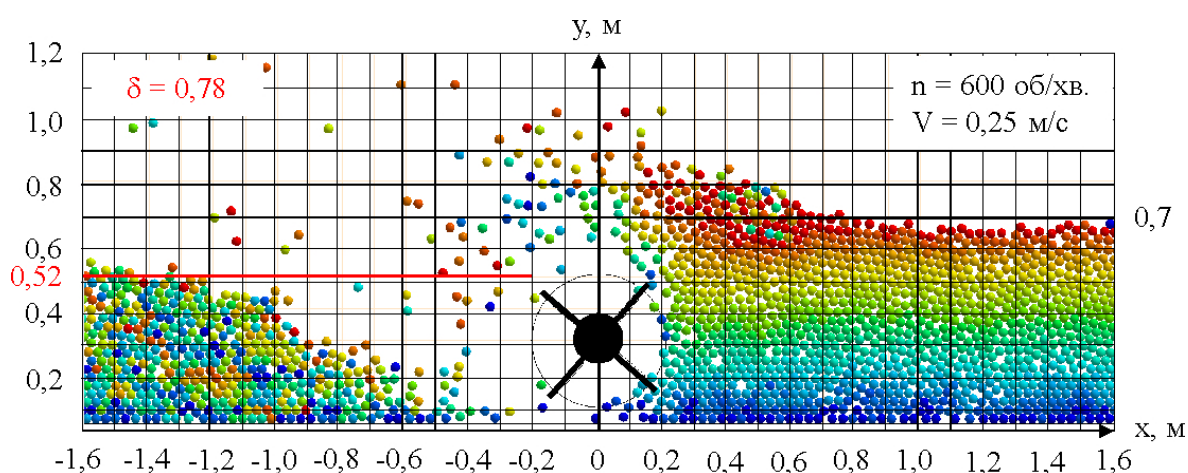


Рис. 5. Візуалізація технологічного процесу змішування гное-компостної суміші і формування бурта.

4. Результати чисельного моделювання

№	H', м	χ	δ	№	H', м	χ	δ	№	H', м	χ	δ
1	0,21	0,70	0,77	10	0,06	0,20	0,79	19	0,05	0,17	0,61
2	0,32	0,64	0,87	11	0,15	0,30	0,63	20	0,22	0,44	0,74
3	0,49	0,70	0,83	12	0,30	0,43	0,56	21	0,31	0,44	0,62
4	0,18	0,60	0,83	13	0,08	0,27	0,70	22	0,03	0,10	0,59
5	0,37	0,74	0,83	14	0,27	0,54	0,75	23	0,18	0,33	0,65
6	0,57	0,81	0,85	15	0,51	0,73	0,73	24	0,33	0,47	0,65
7	0,21	0,70	0,80	16	0,08	0,27	0,61	25	0,07	0,23	0,75
8	0,40	0,80	0,79	17	0,33	0,66	0,73	26	0,26	0,52	0,83
9	0,65	0,93	0,93	18	0,58	0,83	0,86	27	0,52	0,74	0,78

З використанням програмного пакету Mathematica проведено апроксимацію отриманих даних, в результаті якої встановлено рівняння залежності висоти сформованого бурта від факторів досліджень:

$$H' = 0,268866 + 0,296528 H + 0,319444 H^2 - 0,00103403 n - 0,000208333 H n + 9,02778 \cdot 10^{-7} n^2 - 1,05417 V + 2,54167 H V + 0,000125 n V + 0,944444 V^2. \quad (3)$$

Графічна інтерпретація залежності (3) представлена на рис. 6.

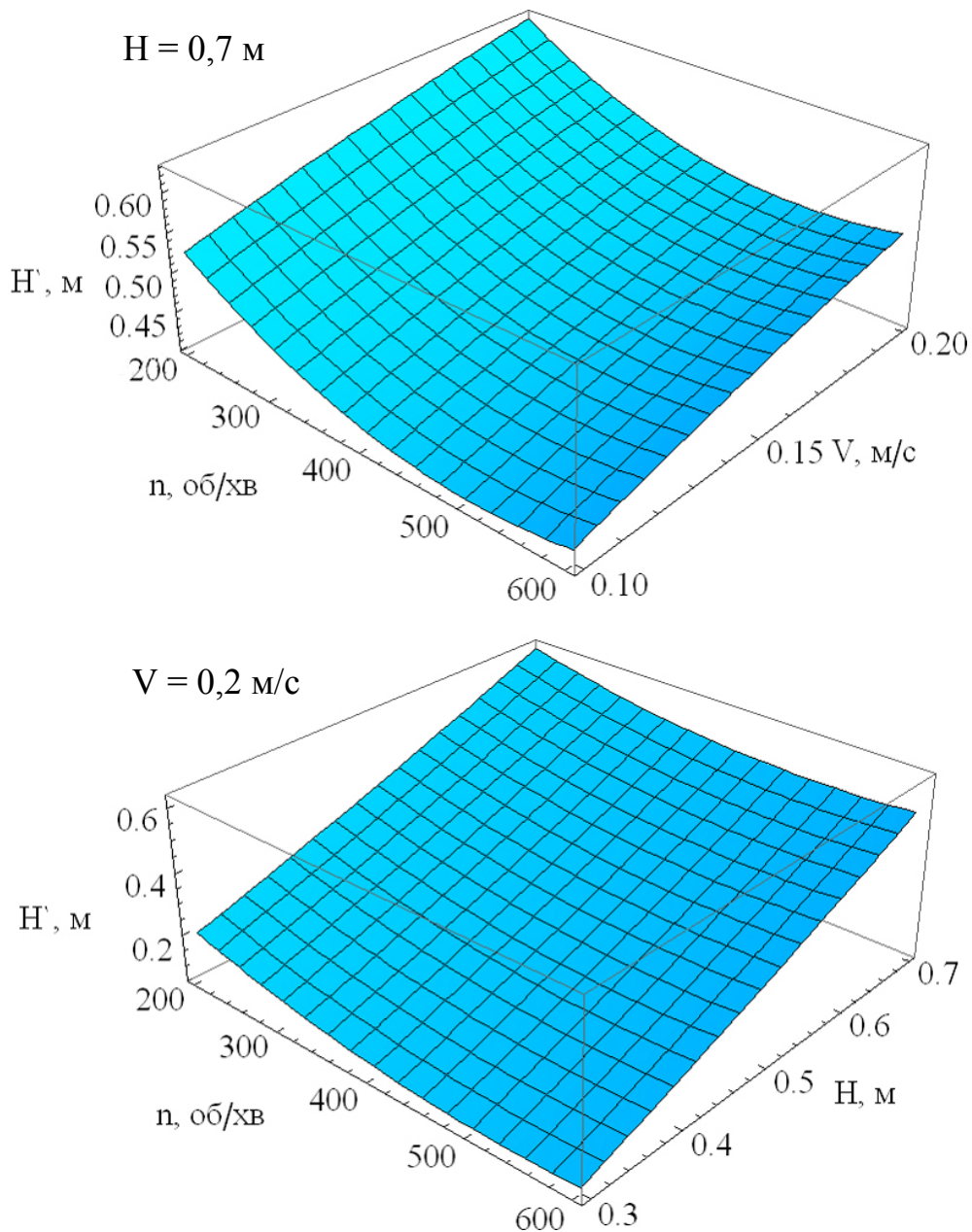


Рис. 6. Залежність висоти сформованого бурта від факторів досліджень.

Аналізуючи рис. 6 можна зробити висновок про те, що із збільшенням лінійної швидкості переміщення робочого органу і висоти вихідного бурта збільшується і висота сформованого бурта. Однак для певної частоти обертання ($n = 537 \text{ об/хв}$) спостерігається мінімальне значення висота сформованого бурта.

Апроксимація отриманих даних в програмному пакеті Mathematica дала змогу встановити рівняння залежності коефіцієнта варіації якості змішування від факторів досліджень:

$$\delta = 1,0964 + 0,413927 H - 0,569826 H^2 - 0,00161823 n -$$

$$- 0,00023426 H n + 1,44573 \cdot 10^{-6} n^2 - 1,94199 V + 2,33282 H V + 0,00149216 n V + 1,84121 V^2. \quad (4)$$

Графічна інтерпретація залежності (4) представлена на рис. 7.

Аналіз рис. 7 і рівняння (4) показує, що із поступовим збільшенням лінійної швидкості переміщення робочого органу і висоти вихідного бурта спостерігається збільшення коефіцієнта варіації якості змішування. Оптимальним є значення частоти обертання робочого органу ($n = 518$ об/хв.), при якому коефіцієнта варіації є мінімальним.

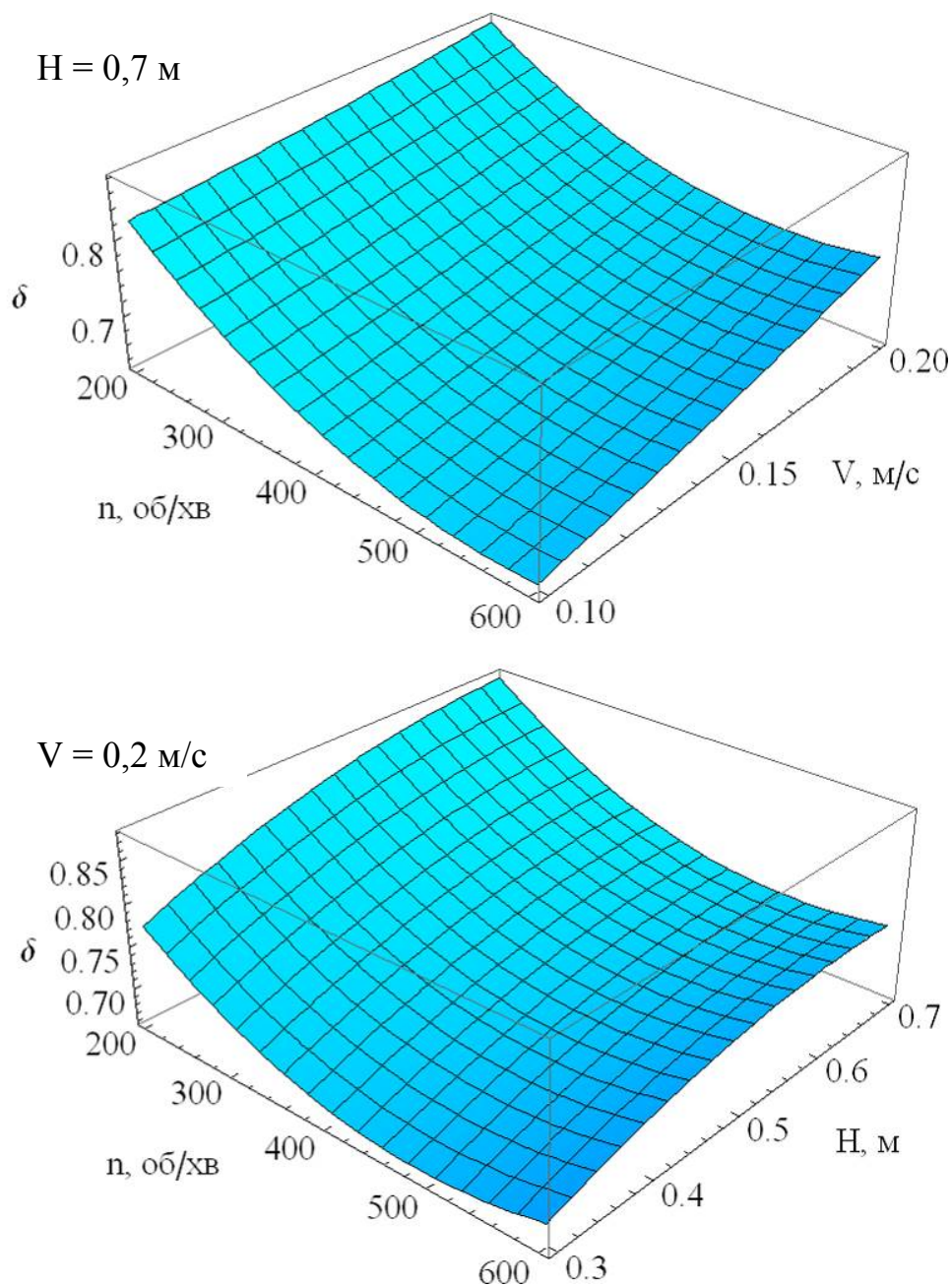


Рис. 7. Залежність коефіцієнта варіації якості змішування від факторів досліджень.

Згідно даних табл. 3 і табл. 4 з використанням програмного пакету Mathematica складено математичний вираз, який зв'язав коефіцієнта варіації якості змішування δ із коефіцієнтом завантаження κ і кінематичним показником режиму роботи λ :

$$\delta = 0,667428 + 0,298578 \kappa - 0,0911722 \kappa^2 - 0,00112821 \lambda - 0,000888689 \kappa \lambda + 4,88711 \cdot 10^{-6} \lambda^2. \quad (5)$$

Графічна інтерпретація залежності (5) представлена на рис. 8.

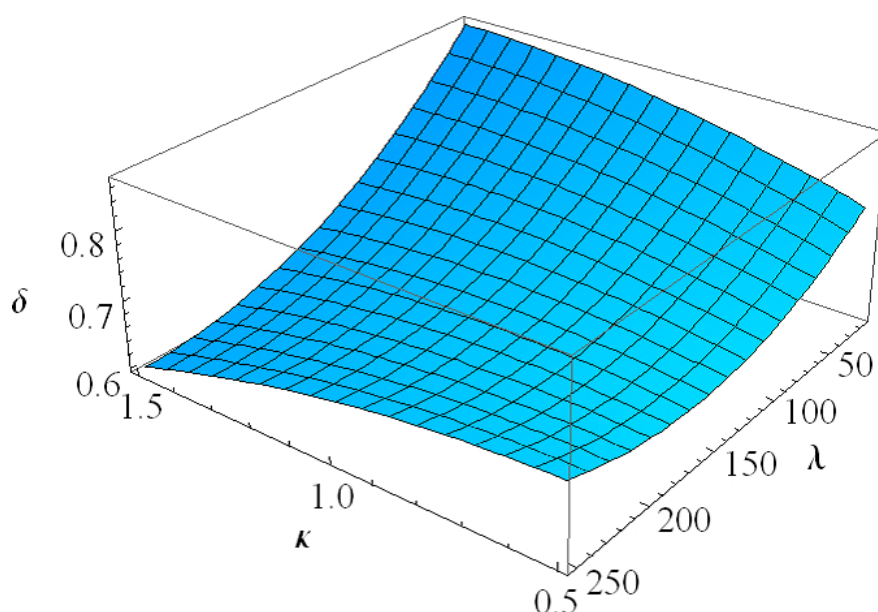


Рис. 8. Залежність коефіцієнта варіації якості змішування δ від коефіцієнта завантаження κ і кінематичного показника режиму роботи λ .

З рис. 8 видно, що при низькому значенні кінематичного показника режиму роботи ($\lambda = 16,8$) із збільшенням коефіцієнта завантаження збільшується і коефіцієнта варіації. На відміну від високого значення кінематичного показника режиму роботи ($\lambda = 251,3$), при якому із збільшенням коефіцієнта завантаження коефіцієнта варіації зменшується.

Висновок. В результаті чисельного моделювання технологічного процесу змішування компонентів гноє-компостної суміші лопатевим робочим органом встановлені залежності зміни висоти сформованого бурта H' , коефіцієнта варіації якості змішування δ від коефіцієнта завантаження κ і кінематичного показника режиму роботи λ . Встановлено, що при низькому значенні кінематичного показника режиму роботи ($\lambda = 16,8$) із збільшенням коефіцієнта завантаження збільшується і коефіцієнта варіації. На відміну від високого значення кінематичного показника режиму роботи ($\lambda = 251,3$), при якому із збільшенням коефіцієнта завантаження коефіцієнта варіації зменшується.

Список літератури

1. *Технологія прискореного біотермічного компостування гною з органічними вологопоглинальними відходами АПК : рекомендації* // О. О. Ляшенко, Г. Є. Мовсесов / Інститут механізації тваринництва УААН. – Запоріжжя: ІМТ УААН, 2007. – 32 с.
2. *Павленко С. І.* Новітні технічні засоби переробки органічних відходів / С. І. Павленко, О. О. Ляшенко, А. А. Поволоцький, Ю. А. Філоненко // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка «Технічні системи і технології тваринництва». – Х., 2013. – Вип. 132. – С. 193–200.
3. *Павленко С. І.* Технічне забезпечення технологій прискореного компостування органічних відходів тваринного походження / С. І. Павленко, О. О. Ляшенко, Д. М. Лисенко, В. І. Харитонов // Науковий вісник Луганського національного аграрного університету. Серія: технічні науки. – Луганськ: Видавництво ЛНАУ, 2011. – №30. – С. 165–174.
4. *Komiwes V.* Simulation of granular flow in a fluid applied to sedimentation / *Komiwes V., Mege P., Meimon Y., Herrmann H.* // Granular Matter. – 2006. – № 8 (1). – P. 41–54.
5. *Pertti Broas.* Advantages and problems of CAVE-visualisation for design purposes. – Trans. VTT Symposium “Virtual prototyping”. – Espoo, Finland, February 1 st, 2001. – P. 73–81. (<http://www.vtt.fi/inf/pdf/symposiums/2001/S210.pdf>).
6. *Johnson K. L.* Contact Mechanics / *K. L. Johnson* // Cambridge University Press. – 1987. – 434 p.
7. *Di Renzo, Alberto and Di Maio, Francesco Paolo.* 2004. “Comparison of contact-force models for the simulation of collisions in DEM-based granular flow codes”, Chemical Engineering Science 59. – P. 525–541.

References

1. *Lyashenko, O. O., Movsesov, H. Ye.* (2007). Tekhnolohiya pryskorenoho biotermichnoho kompostuvannya hnoyu z orhanichnymy volohopohlynal'nymy vidkhodamy APK : rekomendatsiyi [Technology accelerated biothermal composting of manure with organic waste-absorbing APK : recommendations]. Instytut mekhanizatsiyi tvarynnytstva UAAN. Zaporizhzhya: IMT UAAN, 32.
2. *Pavlenko, S. I., Lyashenko, O. O., Povolots'kyi, A. A., Filonenko, Yu. A.* (2013). Novitni tekhnichni zasoby pererobky orhanichnykh vidkhodiv [Latest technologies of processing organic waste]. Bulletin of HNTUSH im. P. Vasilenko, "Technical systems and technologies of livestock.", Kh., Vyp. 132, 193–200.
3. *Pavlenko, S. I., Lyashenko, O. O., Lysenko, D. M., Kharytonov, V. I.* (2011). Tekhnichne zabezpechennya tekhnolohiy pryskorenoho kompostuvannya orhanichnykh vidkhodiv tvarynnoho pokhodzhennya [Technical support technology for accelerated composting of organic waste of animal origin]. Scientific Bulletin of Lugansk National Agrarian University. Series: technical sciences. Luhans'k: Vydavnytstvo LNAU, 30, 165–174.
4. *Komiwes, V., Mege, P., Meimon, Y., Herrmann, H.* (2006). Simulation of granular flow in a fluid applied to sedimentation. Granular Matter, 8 (1), 41–54.
5. *Pertti, Broas.* (2001). Advantages and problems of CAVE-visualisation for design purposes. Trans. VTT Symposium “Virtual prototyping”. Espoo, Finland, February 1st, 73–81. (<http://www.vtt.fi/inf/pdf/symposiums/2001/S210.pdf>).
6. *Johnson, K. L.* (1987). Contact Mechanics. Cambridge University Press, 434.
7. *Di Renzo, Alberto and Di Maio, Francesco Paolo.* (2004). “Comparison of contact-force models for the simulation of collisions in DEM-based granular flow codes”, Chemical Engineering Science 59, 525–541.

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА СМЕШИВАНИЯ КОМПОНЕНТОВ ГНОЕ-КОМПОСТНОЙ СМЕСИ ЛОПАСТНЫМ РАБОЧИМ ОРГАНОМ

С. И. Павленко

Аннотация. В результате численного моделирования технологического процесса смешивания компонентов гное-компостной смеси лопастным рабочим органом с использованием программного пакета Star CCM + установлены зависимости изменения высоты сформированного бурта H , коэффициента вариации качества смешивания δ от коэффициента загрузки K и кинематического показателя режима работы λ . Гное-компостная смесь представляется в виде сферических частиц радиусом 2,5 мм. При моделировании процесса указанным методом задаются исходные положения частиц гное-компостной смеси. Затем, исходя из этих исходных данных, заданных физических законов контактного взаимодействия, вычисляются силы, действующие на каждую частицу в каждой интервал времени. Для каждой частицы вычисляется результирующая сила и также решается задача Коши на выбранном отрезке времени, результатом которой является исходные данные для следующего шага. В качестве физических моделей для численного моделирования были выбраны следующие: поле силы тяжести, модель дискретных элементов, лагранжевая многофазность, модель многофазного взаимодействия. Численное моделирование было проведено по полному факторному эксперименту с общим количеством опытов – 27. В результате моделирования было получено визуализацию технологического процесса смешивания гное-компостной смеси и формирование бурта. Установлено, что при низком значении кинематического показателя режима работы ($\lambda = 16,8$) с увеличением коэффициента загрузки увеличивается и коэффициент вариации. В отличие от высокого значения кинематической показателя режима работы ($\lambda = 251,3$), при котором с увеличением коэффициента загрузки коэффициент вариации уменьшается.

Ключевые слова: компост, бурт, смеситель-аэратор, численное моделирование, коэффициент вариации, коэффициент загрузки, кинематическая показатель

NUMERICAL MODELING OF MIXING OF COMPONENTS PUS-COMPOST VANE MIXTURE OF BODY

S. I. Pavlenko

Abstract. As a result of the numerical simulation of the process of mixing the components pus-compost mixture paddle working body using Star CCM+ The dependence of the height of the formed shoulder H

software package, the quality coefficient of variation δ mix of the load factor K and kinematic mode indicator λ . Pus-compost mixture is represented in the form of spherical particles of 2.5 mm radius. In the simulation process by this method are given assumptions pus-compost mixture particles. Then, on the basis of the initial data given contact interacting physical laws are calculated the forces acting on each particle in each time interval. For each particle is calculated and the resultant force is also solved the Cauchy problem on the selected time interval, the result of which is the input data for the next step. As physical models for the numerical simulation were chosen as follows: gravity field model of discrete elements, Lagrangian multiphase, multi-phase model of interaction. Numerical simulation was conducted on a full factorial experiment with the total number of experiments – 27. As a result of the simulation was obtained visualization process of mixing pus-compost mixture and forming shoulder. It is found that at low kinematic mode index ($\lambda = 16,8$) increases with increasing load factor and the coefficient of variation. Unlike high kinematic mode index ($\lambda = 251,3$), wherein with increasing load factor variation coefficient decreases.

Keywords: *compost, shoulder, mixer-aerator, numerical simulation, coefficient of variation, load factor, kinematic component*

УДК 658.58:004

ПОБУДОВА ДОРАДЧОЇ СИСТЕМИ ДІАГНОСТУВАННЯ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ НА ОСНОВІ БАЗИ ЗНАНЬ

О. В. Надточій, Л. Л. Тімова, кандидати технічних наук

Анотація. Наведено методику побудови дорадчої системи на основі елементів бази знань щодо діагностування зернозбиральних комбайнів, яка базується на зовнішніх ознаках і містить інформацію про відмови гідравлічної системи зернозбиральних комбайнів, їх причини та методи усунення.

Експлуатація комбайна забезпечується оператором – комбайнером, який зазвичай володіє лише поверхневими знаннями щодо конструкції, будови та технологічного процесу роботи машини і ще більш обмеженими знаннями і навиками управління технічним станом (як відомо, нестача і низький рівень кваліфікації кадрів – одна з найгостріших проблем сільськогосподарського виробництва). Це призводить до того, що найчастіше оператор

© О. В. Надточій, Л. Л. Тімова, 2016

software package, the quality coefficient of variation δ mix of the load factor K and kinematic mode indicator λ . Pus-compost mixture is represented in the form of spherical particles of 2.5 mm radius. In the simulation process by this method are given assumptions pus-compost mixture particles. Then, on the basis of the initial data given contact interacting physical laws are calculated the forces acting on each particle in each time interval. For each particle is calculated and the resultant force is also solved the Cauchy problem on the selected time interval, the result of which is the input data for the next step. As physical models for the numerical simulation were chosen as follows: gravity field model of discrete elements, Lagrangian multiphase, multi-phase model of interaction. Numerical simulation was conducted on a full factorial experiment with the total number of experiments – 27. As a result of the simulation was obtained visualization process of mixing pus-compost mixture and forming shoulder. It is found that at low kinematic mode index ($\lambda = 16,8$) increases with increasing load factor and the coefficient of variation. Unlike high kinematic mode index ($\lambda = 251,3$), wherein with increasing load factor variation coefficient decreases.

Keywords: *compost, shoulder, mixer-aerator, numerical simulation, coefficient of variation, load factor, kinematic component*

УДК 658.58:004

ПОБУДОВА ДОРАДЧОЇ СИСТЕМИ ДІАГНОСТУВАННЯ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ НА ОСНОВІ БАЗИ ЗНАНЬ

О. В. Надточій, Л. Л. Тімова, кандидати технічних наук

Анотація. Наведено методику побудови дорадчої системи на основі елементів бази знань щодо діагностування зернозбиральних комбайнів, яка базується на зовнішніх ознаках і містить інформацію про відмови гідравлічної системи зернозбиральних комбайнів, їх причини та методи усунення.

Експлуатація комбайна забезпечується оператором – комбайнером, який зазвичай володіє лише поверхневими знаннями щодо конструкції, будови та технологічного процесу роботи машини і ще більш обмеженими знаннями і навиками управління технічним станом (як відомо, нестача і низький рівень кваліфікації кадрів – одна з найгостріших проблем сільськогосподарського виробництва). Це призводить до того, що найчастіше оператор

© О. В. Надточій, Л. Л. Тімова, 2016

не в змозі не тільки якісно і вчасно провести технічне обслуговування та заявочний ремонт, але навіть грамотно описати зовнішні прояви відмови і повідомити їх майстру-діагносту чи вірно ввести їх у дорадчу систему. Тому спілкування оператора та майстра-діагноста може нагадувати діалог лікаря з хворим: оператор перераховує «скарги» на машину, а діагност задає уточнюючі запитання з метою визначення зовнішніх ознак несправності і набору необхідних відомостей для подальшого діагностування. Даній зазначеній вище ситуації можна дати раціональне пояснення. Збільшення складності сучасних технічних та людино-машинних систем (наприклад, система «оператор – комбайн») призвело до того, що їх «поведінка» аналогічна поведінці живих організмів: у ній (системі) важко розібратися і виявити причинно-наслідкові зв'язки без ґлибоких знань про її будову і організацію всіх процесів. Непідготовлена людина може помітити тільки відхилення (або порушення) в поведінці за умови, що у нього сформовано суб'єктивне уявлення про поведінку.

Ключові слова: *діагностика, відмова, база знань, дорадча система, гідравлічна система*

Постановка проблеми. Зернозбиральний комбайн (ЗК) – найскладніша мобільна машина, що застосовується в сільськогосподарському виробництві. Експлуатація комбайна забезпечується оператором – комбайнером, який зазвичай володіє лише поверхневими знаннями щодо конструкції, будови та технологічного процесу роботи машини і ще більш обмеженими знаннями і навиками управління технічним станом (як відомо, нестача і низький рівень кваліфікації кадрів – одна з найгостріших проблем сільськогосподарського виробництва).

Аналіз останніх досліджень. Це призводить до того, що найчастіше оператор не в змозі не тільки якісно і вчасно провести технічне обслуговування та заявочний ремонт, але навіть грамотно описати зовнішні прояви відмови і повідомити їх майстру-діагносту чи вірно ввести їх у дорадчу систему. Тому спілкування оператора та майстра-діагноста може нагадувати діалог лікаря з хворим: оператор перераховує «скарги» на машину, а діагност задає уточнюючі запитання з метою визначення зовнішніх ознак несправності і набору необхідних відомостей для подальшого діагностування. Даній зазначеній вище ситуації можна дати раціональне пояснення. Збільшення складності сучасних технічних та людино-машинних систем (наприклад, система «оператор – комбайн») призвело до того, що їх «поведінка» аналогічна поведінці живих організмів: у ній (системі) важко розібратися і виявити

причинно-наслідкові зв'язки без глибоких знань про її будову і організацію всіх процесів [1–5]. Непідготовлена людина може помітити тільки відхилення (або порушення) в поведінці за умови, що у нього сформовано суб'єктивне уявлення про «нормальну» поведінку. Зазначимо, що від кількості та якості отриманої до початку процесу діагностування апіорної інформації залежить ефективність діагностування і якість діагнозу. Адже, якщо до початку діагностування відомо, що у машини (на прикладі ЗК «Дон-1500Б») не вмикається вивантаження зерна, то перевірці будуть піддані тільки підсистеми вмикання вивантаження електрогідравліки, електронне блокування (датчики ДО-13-1) та елементи основної гідросистеми [6], а не вся гідросистема чи машина в цілому.

Мета досліджень. Тому в даній роботі розглядається процес генерації апіорної інформації для діагностування ЗК.

Результати досліджень. Для виявлення зовнішніх ознак відмов розглянемо взаємодію оператора з машиною при експлуатації за призначенням. Для опису цього процесу доцільно розглядати ЗК в вигляді системи, що взаємодіє із зовнішнім середовищем і оператором по ланцюгах обміну, які містять «входи» і «виходи». З точки зору ефективності експлуатації найбільшу вагомість має цільовий ланцюг, що характеризує вихідний ефект від системи. Однак оцінка ефекту від експлуатації комбайна не входить в коло завдань оператора, це, швидше, задача керівника, агронома, інженера, економіста. Оператор же несе відповідальність за якість технологічного процесу роботи машини (і тільки через це якість впливає на вихідний ефект від використання машини), тому нам слід розглядати взаємодію всіх контурів процесів.

Розглянемо контур процесів основної гідросистеми зернозбирального комбайна. Входами (X) в цьому випадку є керуючі дії (команди) оператора. Ці входи обумовлюють виконання певних операцій гідросистемою – процесів. Результатами процесів – виходами (Y) є нові стани агрегатів і робочих органів комбайна. Для здійснення процесу крім входів необхідно виконання певних умов (U). Наприклад, для виконання всіх процесів основної гідросистемою в працездатному стані умовою є працюючий двигун, а якщо розглянути процес опускання жатки, то одночасно з цією умовою має виконуватися і наступна – «жатка не знаходиться в крайньому нижньому положенні». Зауважимо, що нами розглядаються лише ті умови, виконання яких піддається звичному сприйняттю. В іншому випадку ці умови ніяк не можна асоціювати з контуром безпосереднього обміну «машина – оператор».

Умови (U) доцільно розділити на дві групи: виключні і невиключні. При цьому під виключними будемо розуміти умови, виконання яких обов'язково для здійснення процесу (у

працездатному і у непрацездатному стані). Для вищенаведеного прикладу опускання жатки умова «жатка не знаходиться в крайньому нижньому положенні» – виключне, а умова «двигун працює» – невиключна, так як при відмовах деяких підсистем (гідрозамок) підйому/опускання жатки основної гідросистеми, жатка може опускатися і при непрацюючому двигуні.

При рішенні задач управління технічним станом машини розглянутий контур обміну викликає зацікавленість, як джерело інформації про технічний стан зовнішніх ознак відмов (рис. 1). Під зовнішньою ознакою відмови розуміється критерій відмови елемента об'єкта, що сприймається людиною органолептично без використання зовнішніх засобів технічного діагностування. Визначення термінів «критерій відмови» і «зовнішній засіб технічного діагностування» взяті відповідно до стандартів.

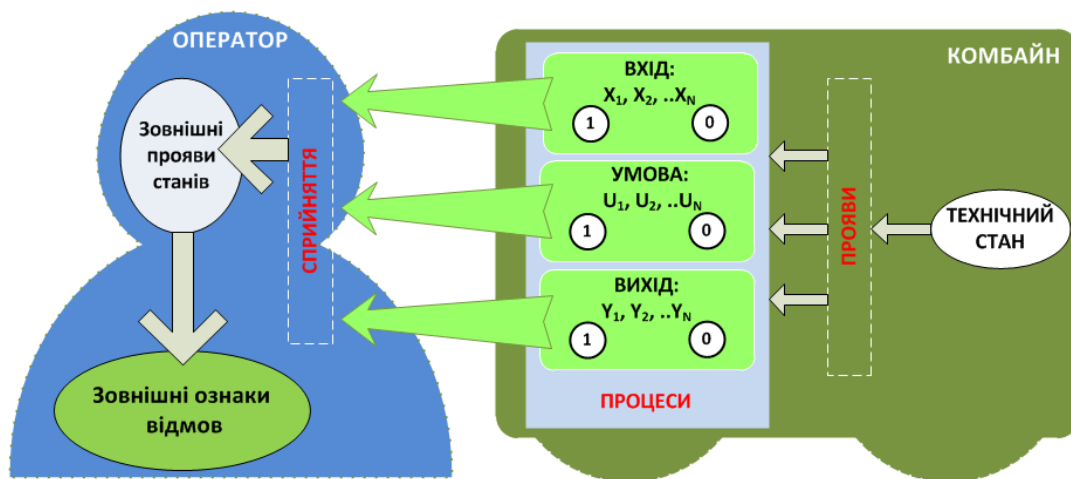


Рис. 1. Зовнішні прояви станів об'єкта діагностування (нульовий рівень).

Завдання діагностування за зовнішніми ознаками технічних станів сформульоване наступним чином: потрібно побудувати вирішальне правило, що дозволяє за спостережуваній зовнішній ознаці визначити наявність окремих відмов в об'єкті. Для побудови вирішального правила використана наступна посилка: виходи Y є функцією входів X , станів S і технічних станів TS (які характеризуються наявністю чи відсутністю відмов):

$$Y = f(X, S, TS).$$

Для прикладу розглянемо чотири процеси, найчастіше виконувані основною гідросистемою комбайна «Дон-1500Б»: підйом жнивної частини, опускання жнивної частини, поворот вивантажувального шнека з транспортного положення в робоче та поворот вивантажувального шнека з робочого положення у транспортне. Наведемо короткий опис перерахованих процесів.

Процес 1: «Підйом жнивної частини». Вхід: X_1 – клавіша «підйом/опускання жнивної частини» знаходиться в положенні «Підйом». Умова: $U_{1.1}$ – двигун працює – виключна; $U_{1.2}$ – «жнивна частина не знаходиться у крайньому верхньому положенні» – виключна. Вихід: Y_1 – «положення жнивної частини відносно землі стало вище, ніж було».

Процес 2: «Опускання жнивної частини». Вхід: X_2 – клавіша «підйом/опускання жнивної частини» знаходиться в положенні «Опускання». Умова: $U_{2.1}$ – двигун працює – невиключна; $U_{2.2}$ – «жнивна частина не знаходиться у крайньому нижньому положенні» – виключна. Вихід: Y_2 – «положення жнивної частини відносно землі стало нижче, ніж було».

Процес 3: «Поворот вивантажувального шнека з транспортного положення в робоче». Вхід: X_3 – клавіша «поворот ви грузного шнека» знаходиться в положенні «Переведення в робоче положення». Умова: $U_{3.1}$ – двигун працює – виключна; $U_{3.2}$ – «вивантажувальний шнек не знаходиться у робочому положенні» – виключна. Вихід: Y_3 – «вивантажувальний шнек знаходиться у робочому положенні».

Процес 4: «Поворот вивантажувального шнека з робочого положення в транспортне». Вхід: X_4 – клавіша «поворот вивантажувального шнека» знаходиться в положенні «Переведення в транспортне положення». Умова: $U_{4.1}$ – двигун працює – виключна; $U_{4.2}$ – «вивантажувальний шнек не знаходиться у транспортному положенні» – виключна. Вихід: Y_4 – «вивантажувальний шнек знаходиться у транспортному положенні».

Усі перераховані вище входи, умови і виходи можуть приймати два логічні значення: TRUE («Так», 1) і FALSE («Ні», 0). Тому опис цих процесів може бути показаний у вигляді алгебри логіки (логічної кон'юнкції – оператор «AND»). При цьому приймається припущення, що одночасно задіяний лише один вхід. Для процесу 1 зовнішній прояв працездатного стану описується системою:

$$\left[\begin{array}{l} \bar{X}_1 \wedge \bar{U}_{1.1} \wedge \bar{U}_{1.2} \rightarrow \bar{Y}_1; \\ X_1 \wedge \bar{U}_{1.1} \wedge \bar{U}_{1.2} \rightarrow \bar{Y}_1; \\ X_1 \wedge U_{1.1} \wedge \bar{U}_{1.2} \rightarrow \bar{Y}_1; \\ X_1 \wedge \bar{U}_{1.1} \wedge U_{1.2} \rightarrow \bar{Y}_1; \\ \bar{X}_1 \wedge U_{1.1} \wedge U_{1.2} \rightarrow \bar{Y}_1; \\ \bar{X}_1 \wedge \bar{U}_{1.1} \wedge U_{1.2} \rightarrow \bar{Y}_1; \\ \bar{X}_1 \wedge U_{1.1} \wedge \bar{U}_{1.2} \rightarrow \bar{Y}_1; \\ X_1 \wedge U_{1.1} \wedge U_{1.2} \rightarrow \bar{Y}_1. \end{array} \right. \quad (1)$$

Або:

$$\left[\begin{array}{l} \bar{X}_1 \vee \bar{U}_{1.1} \vee \bar{U}_{1.2} \rightarrow \bar{Y}_1; \\ X_1 \wedge U_{1.1} \wedge U_{1.2} \rightarrow Y_1. \end{array} \right. \quad (2)$$

Проявом непрацездатного станів описуються системою:

$$\begin{cases} X_1 \wedge U_{1.1} \wedge U_{1.2} \rightarrow \bar{Y}_1; \\ \bar{X}_1 \wedge U_{1.1} \wedge U_{1.2} \rightarrow Y_1; \\ X_1 \wedge U_{1.1} \wedge U_{1.2} \rightarrow Y_1, \forall_j \neq 1. \end{cases} \quad (3)$$

Приведені вище формули зручно аналізувати у вигляді зведених таблиць істинності (табл. 1). Система (3) та рядки 9–11 табл. 1 являють собою опис зовнішніх ознак відмови гідросистеми. Звичною мовою це можна описати наступним чином.

1. Таблиця істинності відмов для процесу 1

#	$X_j, j \neq 1$	X_1	$U_{1.1}$	$U_{1.2}$	Y_1	Відмова
1	0	0	0	0	0	0
2	0	1	0	0	0	0
3	0	1	1	0	0	0
4	0	1	0	1	0	0
5	0	0	1	1	0	0
6	0	0	0	1	0	0
7	0	0	1	0	0	0
8	0	1	1	1	1	0
9	0	1	1	1	0	1
10	0	0	1	1	1	1
11	1	0	1	1	1	1

Рядок 9. Коротко: «жнивна частини не підіймається». Детально: «двигун працює; жнивна частина не знаходиться в крайньому верхньому положенні; клавіша «піднімання/опускання жнивної частини» переведена у положення «піднімання»; положення жнивної частини не змінилося.

Рядок 10. Коротко: «мимовільне піднімання жнивварки». Детально: «двигун працює; жнивна частина не знаходиться в крайньому верхньому положенні; всі клавіші управління електрогідравлікою знаходяться у нейтральному положенні; положення жнивної частини відносно землі стало вище.

Для опису можливих відмов проведемо розділення систем комбайна, тобто розглянемо діагностичну модель на більш низьких рівнях ієрархічної структури (рис. 2. – рівень 1). Взаємодія між окремими системами комбайна здійснюється за внутрішніми входами і виходами, які не входять в контур обміну «оператор – машина». Внутрішні виходи електрообладнання – це подача напруги (24 В) на розподільники з електромагнітним керуванням: ЕМ1 – на електромагнітний клапан управління ЕМК; ЕМ2 – на лівий електромагніт секції «підйом/ опускання жнивварки» п'ятисекційного електрогідророзподільника; ЕМ3 – на правий електромагніт секції «підйом/опускання жнивварки» п'ятисекційного електрогідророзподільника; Е4 – на лівий електромагніт секції «поворот вивантажувального шнека» чотирьохсекційного електрогідророзподільни-

ка; E5 – на правий електромагніт секції «поворот вивантажувального шнека» чотирьохсекційного електрогідорозподільника. Внутрішні виходи електрообладнання є внутрішніми входами гідросистеми (*Internal outputs-inputs*).

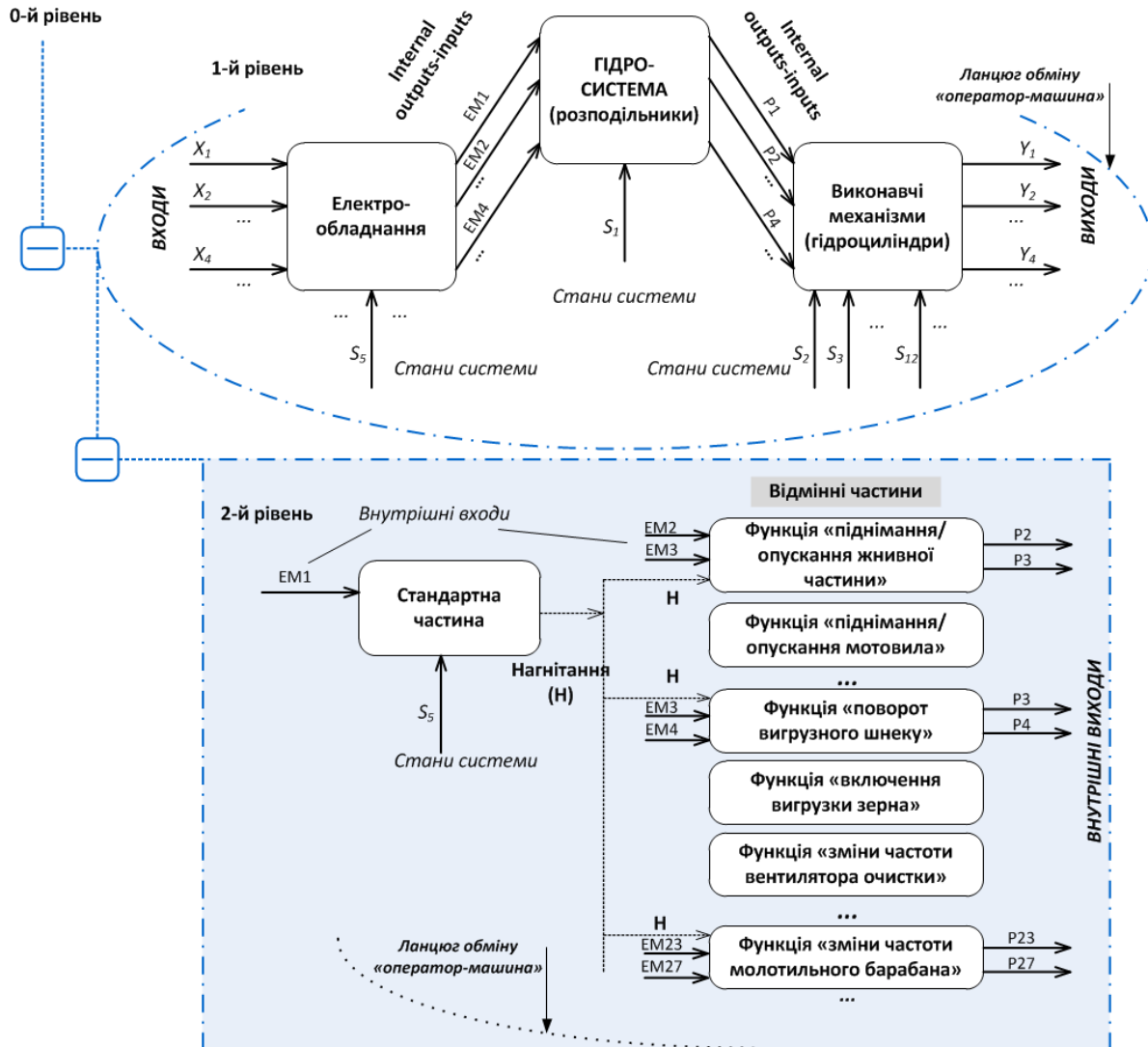


Рис. 2. Рівні ієрархічної структури систем і агрегатів гідросистеми Дон-1500Б.

Внутрішні виходи гідросистеми: P1 – зусилля на штоках гідроциліндрів підйому/опускання жнивarki, достатню для підйому жнивної частини; P2 – зусилля на штоках гідроциліндрів підйому / опускання жнивної частини, яке не перешкоджає опускання жнивної частини (під дією сили тяжіння); P3 – зусилля на штоку гідроциліндра повороту вивантажувального шнека, достатнє для переведення шнека в робоче положення; P4 – зусилля на штоку гідроциліндра повороту вивантажувального шнека, достатню для перекладу шнека в транспортне положення. Під «достатнім зусиллям» в наведених описах виходів розуміється така сила, яка

здатна забезпечити виконання відповідного процесу за умови знаходження інших (механічних) систем в працездатному стані. Внутрішні виходи гідросистеми є внутрішніми входами інших систем, що перетворюють ці входи на виходи процесів (рис. 2 – рівень 2).

2. Моделі відмов гідросистеми комбайна.

Вербальний опис	Формалізований опис
<i>Відмови стандартної частини гідросистеми</i>	
Відсутня подача рідини під «робочим» тиском в порожнину нагнітання при працюючому двигуні і наявності напруги на ЕМК	$EM1 \wedge S_1 \rightarrow \bar{H}$
Є подача рідини під «робочим» тиском в порожнину нагнітання при працюючому двигуні і відсутності напруги на ЕМК	$\overline{EM1} \wedge S_1 \rightarrow H$
<i>Відмови відмінних частин гідросистеми</i>	
<i>функція «підйом / опускання жатки»</i>	
Відсутнє зусилля, що піднімає жниварку, на штоках гідроциліндрів при наявності подачі рідини від стандартної частини і напруги на лівому електромагніті секції	$EM2 \wedge H \rightarrow \bar{P1}$
Є зусилля, яке піднімає жатку, на штоках гідроциліндрів при наявності подачі рідини від стандартної частини і відсутності напруги на лівому електромагніті секції «підйом / опускання	$\overline{EM2} \wedge H \rightarrow P1$
Відсутнє «послаблення» зусилля, що утримує жатку, на штоках гідроциліндрів при наявності подачі рідини від стандартної частини і напруги на правому електромагніті секції «підйом /	$EM3 \wedge H \rightarrow \bar{P2}$
Є «послаблення» зусилля, що утримує жатку, на штоках гідроциліндрів при наявності подачі рідини від стандартної частини і відсутності напруги на правому електромагніті секції	$\overline{EM3} \wedge H \rightarrow P2$
Є «ослаблення» зусилля, утримує жатку, на штоках гідроциліндрів при відсутності подачі РЖ від стандартної	$\bar{H} \rightarrow P2$
...	
<i>функція «поворот вивантажувального шнека»</i>	
Відсутність зусилля, що переводить шнек в робоче положення, на штоку гідроциліндра при наявності подачі рідини від стандартної частини і напруги на лівому електромагніті секції	$EM4 \wedge H \rightarrow \bar{P3}$
Є зусилля, що переводить шнек в робоче положення, на штоку гідроциліндра при наявності подачі рідини від стандартної частини і відсутності напруги на лівому електромагніті секції «поворот вивантажувального шнека»	$\overline{EM4} \wedge H \rightarrow P3$
Відсутність зусилля, що переводить шнек в транспортне положення, на штоку гідроциліндра при наявності подачі рідини від стандартної частини і напруги на правому електромагніті секції «поворот вивантажувального шнека»	$EM5 \wedge H \rightarrow \bar{P4}$
Є зусилля, що переводить шнек в транспортне положення, на штоку гідроциліндра при наявності подачі рідини від стандартної частини і відсутність напруги на правому електромагніті секції «поворот вивантажувального шнека»	$\overline{EM5} \wedge H \rightarrow P4$
Є зусилля, що переводить шнек в транспортне положення, на штоку гідроциліндра при відсутності подачі рідини від	$\bar{H} \rightarrow P4$

Основну гідросистему зернозбирального комбайна «Дон-1500Б» доцільно уявляти як ту, що складається зі стандартної і відмінних частин (рис. 2 – рівень 2). Стандартна частина забезпечує подачу оливи (нагнітання – «Н») робочої рідини до роздільних частин, які розподіляють потік робочої рідини і перетворюють її енергію у внутрішні виходи гідросистеми.

Беручи до уваги, що всі наведені вище входи і виходи є логічними змінними, моделі можливих відмов описаних систем можна подати у вигляді логічних виразів, наведених в табл. 2. Для спрощення описи відмов електрообладнання та інших систем (виконавчих механізмів) в статті не приводяться.

3. Відмови елементів стандартної частини.

Опис	Причини	Методи перевірки і усунення
<i>Гідробак</i>		
Немає подачі рідини у всмоктувальний рукав насосу	1 – рівень рідини нижче норми 2 – забруднено сапун 3 – повітряна пробка в всмоктувальному рукаві	Закачати оливу в систему нагнітачем Очистити сапун від пилу і бруду Від'єднати рукав від насоса і видалити повітря, дочекавшись появи оливи в рукаві
<i>Насос і привід насоса</i>		
Немає подачі рідини у порожнину нагнітання (при працюючому на номінальних оборотах двигуна)	1 – помилки монтажу насоса або дефекти деталей 2 – дефекти деталей насоса НШ-32-3	Підтягти ремінь приводу, чи замінити дефектні деталі Перевірити відповідність подачі насоса встановленим вимогам. У разі невідповідності замінити насос НШ-32-3
<i>Запобіжно-переливної клапан</i>		
Немає зливу рідини	1 – дефекти деталей або помилки збирання	Розібрати ЗПК, перевірити деталі і зібрати відповідно до технічної документації, або замінити ЗПК Зняти нагнітальний фланець ЗПК і кілька разів натиснути на клапан для видалення засмічення (до припинення рясного витоку оливи), або замінити ЗПК
Постійний злив рідини	2 – засмічення сідла запобіжного клапана 3 – засмічення дросельного отвору клапана 4 – дефекти деталей або помилки монтажу	Розібрати ЗПК, очистити деталі і зібрати відповідно до технічної документації, або замінити ЗПК

Зазначені відмови характеризують технічний стан підсистем комбайна, які в свою чергу складаються з безлічі агрегатів, деталей. Для відновлення працездатності необхідно виявляти відмови елементів на тому рівні ієрархічної структури машини, на якому це відновлення буде найбільш ефективним для умов конкретного підприємства. Таким чином, при розробці універсальних засобів діагностування доцільне виявлення відмов на найнижчому рівні (тобто з «запасом» глибини діагностування). У зв'язку з цим «рух вниз» по ієрархії продовжимо для гідравлічної системи. Система складається з гідравлічного баку, шестеренчастого насоса НШ-32-3 з приводом, запобіжно-переливного клапана (ЗПК), електромагнітного клапана (ЕМК). Перераховані елементи пов'язані між собою і з відмінними частинами гідросистеми трубопроводами. Можливі відмови деяких елементів, їх причини та методи усунення наведені в табл. 3. Описаний підхід є методичною основою проектування бази знань дорадчої системи для технічного обслуговування і діагностування зернозбиральних комбайнів. Результати теоретичних і практичних досліджень дозволили реалізувати інтелектуальну систему підтримки оператора в процесах збору та аналізу інформації про технічний стан машини без вимірювання діагностичних параметрів – тобто імітувати роботу висококваліфікованого фахівця в області технічної діагностики.

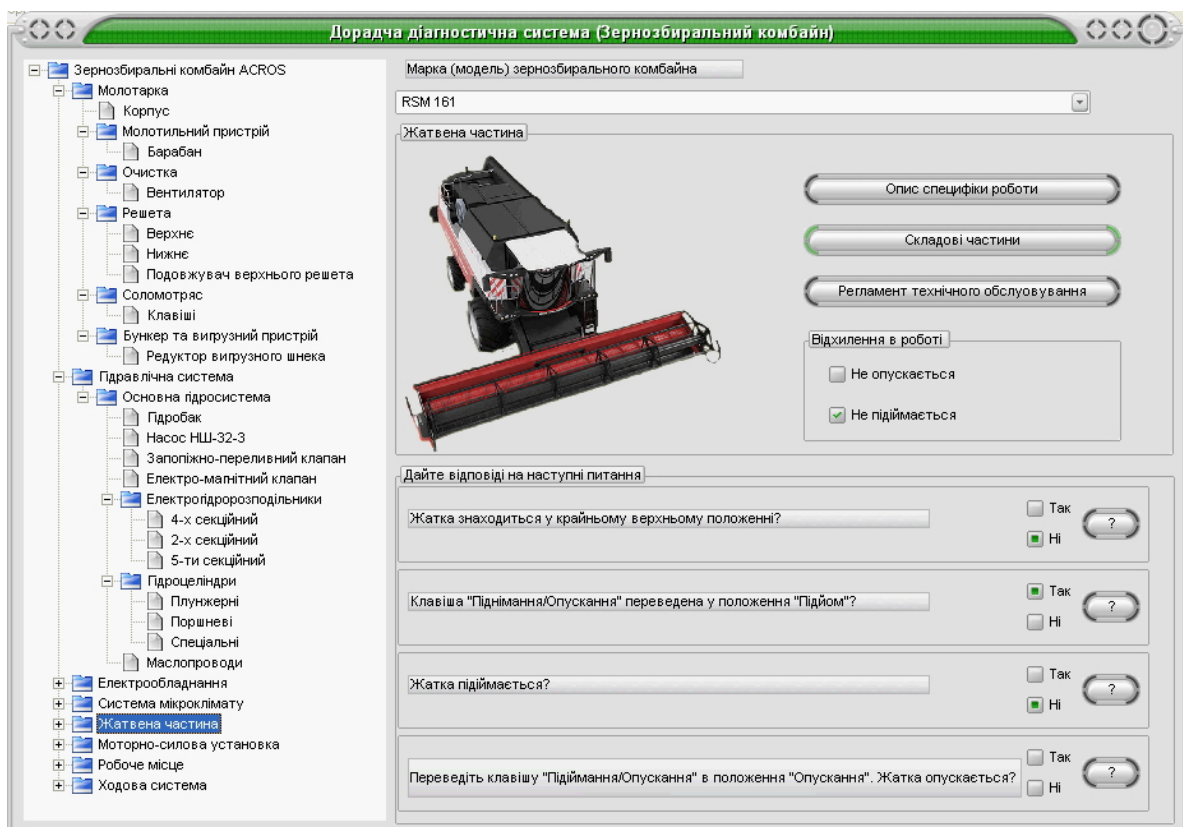


Рис. 3. Загальний вид вікна дорадчої діагностичної системи.

На кафедрі технічного сервісу і інженерного менеджменту ім. М. П. Момотенка НУБіП України за даною методикою розроблена та вдосконалюється дорадча інтелектуальна система (рис. 3) у вигляді комп'ютерної програми.

Мова програмування дорадчої системи – Delphi 7, а база даних Firebird 2,5. Дана програма має наступний функціонал:

- опис конструкції зернозбиральних комбайнів;
- попереднє налаштування робочих органів комбайна;
- корегування технологічних регулювань та пошук неполадок в агрегатах і системах.

Це дає змогу даній системі виступати радником отриманих результатів і дозволяє надати кваліфіковану допомогу при експлуатації, а головне діагностуванні неполадок. Дана дорадча система може працювати у двох режимах набуття знань і вирішення задач. В режимі набуття знань інженер разом з майстром-діагностом формують базу знань, додаючи в базу знань можливі неполадки і причини, які їх викликають, та вагомість кожної причини. В режимі вирішення задач з дорадчою системою спілкується користувач, вибираючи потрібну комбайн та систему, підсистему і відповідаючи на підказки дорадчої системи має змогу виявити неполадку та отримати рекомендації щодо її вирішення.

Висновки

1. Приведені в статті матеріали є частиною бази знань дорадчої системи, яка містить інформацію про відмови зернозбиральних комбайнів за зовнішніми ознаками, причини виникнення неполадок і рекомендації щодо їх усунення, стали основою дорадчої діагностичної системи.

2. Використання розробленої інтелектуальної дорадчої системи дозволить керувати технічним станом машини і дає змогу позбутися необхідності евристичного обробітку великих обсягів інформації та аналізу складних взаємозалежних процесів. Це знижує вимоги до кваліфікації оператора, щодо рівня застосування технічних засобів діагностування.

Список літератури

1. Ключев В. В. Технические средства диагностирования : справочник / В. В. Ключев, П. П. Пархоменко, В. А. Абрамчук и др. // Под общ. ред. В. В. Ключева. – М.: Машиностроение, 1989. – 672 с.
2. Алексеева Т. В. Техническая диагностика гидравлических приводов / Т. В. Алексеева, В. Д. Бабанская, Т. М. Башта и др. // Под общ. ред. Т. М. Башты. – М.: Машиностроение, 1989. – 264 с.
3. Липкович Э. И. Некоторые проблемы автоматизации мобильной техники / Э. И. Липкович // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2008. – №1. – С. 17–23.

4. Гмурман В. Е. Теория вероятностей и математическая статистика / В. Е. Гмурман // Учеб. пособие для вузов. Изд. 5-е, перераб. и доп. – М., Высшая школа, 1977. – 479 с.
5. Надежность и эффективность в технике : справочник. В 10 т. / Ред. совет: В. С. Авдеевский (пред.) и др. – М.: Машиностроение, 1987. – (В пер.). Т. 9. Техническая диагностика // Под общ. ред. В. В. Клюева, П. П. Пархоменко. – 352 с.
6. Димитров В. П. Гидрооборудование модельного ряда продукции ОАО «Ростсельмаш». Дон-1500Б, Дон-680, СК-5М-1 «Нива». Состав, техническое обслуживание и диагностика неисправностей / В. П. Димитров, Л. В. Борисова, Е. В. Димитров, К. Л. Хубиян // БелРусь, Ростов н/Д, 2003. – 804 с.

References

1. Klyuev, V. V., Parkhomenko, P. P., Abramchuk, V. A. (1989). Tekhnicheskiye sredstva dyagnostirovaniya : spravochnik [Technical means of diagnostics : reference book]. M.: Mashynostroenye, 672.
2. Alekseeva, T. V., Babanskaya, V. D., Bashta, T. M. (1989). Tekhnicheskaya dyagnostyka hydryavlycheskykh pryvodov [Technical diagnostics of hydraulic actuators]. M.: Mashynostroenye, 264.
3. Lypkovych, E. Y. (2008). Nekotorye problemi avtomatyzatsyy mobil'noy tekhniky [Some problems of automation of mobile equipment]. Tractors and agricultural machines, 1, 17–23.
4. Hmurman, V. E. (1977). Teoryya veroyatnostey y matematycheskaya statystyka [Theory and mathematical statistics probability]. Ucheb. posobyie dlya vtuzov. Yzd. 5-e, pererab. y dop. M., Visshaya shkola, 479.
5. Nadezhnost' y effektivnost' v tekhnike : spravochnik. V 10 t. [Reliability and efficiency in engineering : handbook] (1987). M.: Mashynostroenye, (V per.), T. 9, Tekhnicheskaya dyagnostyka, 352.
6. Dymyrov, V. P., Borysova, L. V., Dymyrov, E. V., Khubyyan, K. L. (2003). Hydrooborudovanye model'noho ryada produktsyy ОАО «Rost-sel'mash». Don-1500B, Don-680, SK-5M-1 «Nyva». Sostav, tekhnicheskoe obsluzhyvanye y dyagnostyka neyspravnostey [Hydraulic equipment range of products of JSC "Rostselmash". Don-1500B, don-680, SK-5M-1 "Niva". Composition, maintenance and fault diagnosis]. BelRus', Rostov n/D, 804.

ПОСТРОЕНИЕ СОВЕЩАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ НА ОСНОВЕ БАЗЫ ЗНАНИЙ

А. В. Надточий, Л. Л. Титова

Аннотация. Приведена методика построения консультационной системы на основе элементов базы знаний диагностирования зерноуборочных комбайнов, которая базируется на внешних признаках и содержит информацию об отказах гидравлической системы зерноуборочных комбайнов, их причины и методы устранения.

Эксплуатация комбайна обеспечивается оператором – комбайнером, который обычно обладает лишь поверхностными знаниями о конструкции, устройства и технологического

процесса работы машины и еще более ограниченными знаниями и навыками управления техническим состоянием (как известно, нехватка и низкий уровень квалификации кадров – одна из острейших проблем сельскохозяйственного производства). Это приводит к тому, что зачастую оператор не в состоянии не только качественно и своевременно провести техническое обслуживание и заявочный ремонт, но даже грамотно описать внешние проявления отказа и сообщить их мастеру-диагносту верно ввести их в совещательную систему. Поэтому общение оператора и мастера-диагноста может напоминать диалог врача с больным: оператор перечисляет «жалобы» на машину, а диагност задает уточняющие вопросы с целью определения внешних признаков неисправности и набора необходимых сведений для дальнейшего диагностирования. Данной указанной выше ситуации можно дать рациональное объяснение. Увеличение сложности современных технических и человеко-машинных систем (например, система «оператор – комбайн») привело к тому, что их «поведение» аналогична поведению живых организмов: в ней (системе) трудно разобраться и выявить причинно-следственные связи без глубоких знаний о ее строении и организацию всех процессов. Неподготовленный человек может заметить только отклонения (или нарушения) в поведении при условии, что у него сформировано субъективное представление о поведении.

Ключевые слова: диагностика, отказ, база знаний, совещательная система, гидравлическая система

DELIBERATIVE SYSTEM FOR DIAGNOSIS OF COMBINE HARVESTERS ON BASIS OF KNOWLEDGE BASE

O. V. Nadtochiy, L. L. Titova

Abstract. Given a method of constructing a consultation system based on the elements of knowledge base diagnostics of combine harvesters, which is based on appearance characteristics and contains information about the failure of the hydraulic system of combine harvesters, their causes and methods of elimination.

Operation of the harvester operator – combiner, which typically has only a superficial knowledge of design, device and technological process of machine work and even more limited knowledge and management skills technical condition (as you know, scarcity and low level of skills is one of the major problems in agricultural production). This leads to the fact that often the operator is unable not only efficiently and in a timely manner to carry out maintenance and repair application, but even competent to describe symptoms of rejection and report them to the master diagnostician is to correctly enter them in a deliberative system.

Therefore, the communication between the operator and the master diagnostician can recall dialogue of doctor with the patient: operator lists "complaints" on machine, and diagnostician asks clarifying questions to determine external signs of faults and a set of required information for further diagnosis. Given the above situation, you can give a rational explanation. The increasing complexity of modern technical and man-machine systems (e.g., system operator – harvester") has led to the fact that their "behavior" is similar to the behavior of living organisms: it (the system) is difficult to understand and identify causal relationships without deep knowledge about its structure and organization of all processes. Untrained people might notice only the deviations (or disorders) in behavior on condition that he formed a subjective view about behavior.

Keywords: diagnostics, failure, knowledge base, deliberative system, hydraulic system

УДК 635.82; 631.333.92

УТЁТ СИЛ СУХОГО ТРЕНИЯ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ И АНАЛИЗЕ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ВИБРАТОРА ДЛЯ ПОВЕРХНОСТНОГО УПЛОТНЕНИЯ БЕТОННЫХ СМЕСЕЙ НА СУБРЕЗОНАНСНЫХ РЕЖИМАХ

**Ю. В. Човнюк, И. Н. Сивак, кандидаты технических наук
Национальный университет биоресурсов и
природопользования Украины**

**В. Т. Кравчук, кандидат технических наук
Киевский национальный университет строительства
и архитектуры
e-mail: sivakim@ukr.net**

Аннотация. Предложен корректный подход для учёта сил сухого трения при моделировании и анализе вынужденных колебаний вибратора для поверхностного уплотнения бетонных смесей на субрезонансных режимах. Обычно под динамической нелинейностью понимается такая нелинейность, которая проявляется только при движении.

К вибросистемам с динамической нелинейностью относятся колебательные системы большинства машин виброционного действия, применяемых в строительстве, у которых силы неупругого сопротивления (деформирование) изменяются непропорционально скорости в первой степени (в т.ч.

© Ю. В. Човнюк, И. Н. Сивак, В. Т. Кравчук, 2016

Therefore, the communication between the operator and the master diagnostician can recall dialogue of doctor with the patient: operator lists "complaints" on machine, and diagnostician asks clarifying questions to determine external signs of faults and a set of required information for further diagnosis. Given the above situation, you can give a rational explanation. The increasing complexity of modern technical and man-machine systems (e.g., system operator – harvester") has led to the fact that their "behavior" is similar to the behavior of living organisms: it (the system) is difficult to understand and identify causal relationships without deep knowledge about its structure and organization of all processes. Untrained people might notice only the deviations (or disorders) in behavior on condition that he formed a subjective view about behavior.

Keywords: diagnostics, failure, knowledge base, deliberative system, hydraulic system

УДК 635.82; 631.333.92

УТЁТ СИЛ СУХОГО ТРЕНИЯ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ И АНАЛИЗЕ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ВИБРАТОРА ДЛЯ ПОВЕРХНОСТНОГО УПЛОТНЕНИЯ БЕТОННЫХ СМЕСЕЙ НА СУБРЕЗОНАНСНЫХ РЕЖИМАХ

**Ю. В. Човнюк, И. Н. Сивак, кандидаты технических наук
Национальный университет биоресурсов и
природопользования Украины**

**В. Т. Кравчук, кандидат технических наук
Киевский национальный университет строительства
и архитектуры
e-mail: sivakim@ukr.net**

Аннотация. Предложен корректный подход для учёта сил сухого трения при моделировании и анализе вынужденных колебаний вибратора для поверхностного уплотнения бетонных смесей на субрезонансных режимах. Обычно под динамической нелинейностью понимается такая нелинейность, которая проявляется только при движении.

К вибросистемам с динамической нелинейностью относятся колебательные системы большинства машин виброционного действия, применяемых в строительстве, у которых силы неупругого сопротивления (деформирование) изменяются непропорционально скорости в первой степени (в т.ч.

© Ю. В. Човнюк, И. Н. Сивак, В. Т. Кравчук, 2016

вибромашины для поверхностного уплотнения, бетонных смесей). В процессе работы вибромашины возникают различные по своей природе неупругие сопротивления: обрабатываемого материала (бетонной смеси); окружающего воздуха; внутренние сопротивления обусловленные расходом энергии в болтовых и заклёпочных соединениях, шарнирах, направляющих, в местах опор и заделки пружин и т.д.

Все эти сопротивления по-разному изменяются в зависимости от смещения элементов колебательной системы вибромашин. Каждое из них влияет на форму и амплитуду колебаний, а также на расход энергии.

Результирующего всех неупругих сопротивлений вибросистемы можно представить как многокомпонентное сопротивление, состоящее из сумм одновременно действующих однокомпонентных сопротивлений.

Ключевые слова: сухое трение, моделирование, анализ, вынужденные колебания, бетонная смесь, вибратор, поверхностное уплотнение, субрезонансные режимы

Постановка проблемы. Обычно под динамической нелинейностью понимается такая нелинейность, которая проявляется только при движении [1]. К вибросистемам с динамической нелинейностью относятся колебательные системы большинства машин виброционного действия, применяемых в строительстве, у которых силы неупругого сопротивления (деформирование) изменяются непропорционально скорости в первой степени (в т.ч. вибромашины для поверхностного уплотнения, бетонных смесей).

В процессе работы вибромашины возникают различные по своей природе неупругие сопротивления: обрабатываемого материала (бетонной смеси); окружающего воздуха; внутренние сопротивления обусловленные расходом энергии в болтовых и заклёпочных соединениях, шарнирах, направляющих, в местах опор и заделки пружин и т.д.

Все эти сопротивления по-разному изменяются в зависимости от смещения элементов колебательной системы вибромашин. Каждое из них влияет на форму и амплитуду колебаний, а также на расход энергии.

Анализ последних исследований. Результирующего всех неупругих сопротивлений вибросистемы можно представить как многокомпонентное сопротивление, состоящее из сумм одновременно действующих однокомпонентных сопротивлений. В качестве однокомпонентных сопротивлений рассматриваются

[2, 3, 4]: сопротивления зависящие от скорости, гистерезисное сопротивление, являются функции смещения и зависящие от амплитуды; сопротивления, зависящие только от смещения; постоянное его величине сопротивления сухого трения.

Цель исследований. Направление результирующего много компонентного сопротивления, так же как и направление его отдельных компонентов, всегда противоположно скорости.

Результаты исследований. Вынужденные колебания таких динамически нелинейных вибросистем отснваются уравнениям:

$$\begin{cases} M\ddot{x} + F(x, \dot{x}, wt) * \frac{\dot{x}}{|\dot{x}|} + kx = Q * \cos(wt + \alpha); \\ x(0) = X_0; \dot{x}(0) = 0; x\left(\frac{\pi}{w}\right) = -X_0; \dot{x}\left(\frac{\pi}{w}\right) = 0. \end{cases} \quad (1)$$

Здесь M – общая колеблющаяся масса вибросистемы (включает массу собственно поверхностного вибратора для уплотнения и присоединенную к ней массу уплотняемой бетонной смеси); k – суммарная жесткость пружины; Q – амплитуда возмущающей силы; w – частота вынужденных колебаний; $F(x, \dot{x}, wt)$ – дополнительная функция определяющая величину силы неупругого сопротивления; $\frac{\dot{x}}{|\dot{x}|} = \text{sign}(\dot{x})$ – множитель, указывающей что направление силы сопротивления меняется с изменением направления скорости; X_0 – амплитуда колебаний; α – фазовый угол возмущающей силы в момент максимального смещения системы.

Амплитуда колебаний X_0 и фазовый угол α неизвестны. Точного аналитического решения уравнения (1) нет. Опубликованные в литературе и приближенные методы могут быть применены только к системам с малым сопротивлением, т.е. с малой нелинейностью. Указанные приближенные методы основаны на предположении, что колебания гармонические.

Метод тем, во многих виброционных машинах, особенно в (поверхностных) виброуложительных, демпфирующие силы изменяются непропорционально скорости, следовательно, что формы являются нелинейными. По величине эти силы имеют порядок возникающей силы и могут значительно превосходить величину силы упругости пружин т.е. являются относительно большими. Такие вибромашины нельзя рассматривать как системы с малым сопротивлением.

В [4] предложен численный метод решения дифференциального уравнения (1) для самых различных демпфирующих функций, а в [9], на основе работ [5–7] и подходов [8], и предложен аналитический метод решения уравнения (1) для ситуации, когда сила неупругого сопротивления эквивалента силе сухого (кулоновского) трения:

$$F(x, \dot{x}, wt) \equiv F * \frac{\dot{x}}{|\dot{x}|}, \quad (2)$$

где: $F = Mq \cdot \mu$, q – ускорение свободного падения, μ – коэффициент трения скольжения.

Математическая модель, описывающее установившееся вынужденные колебания вибратора с синусоидальной возмущающей силой при наличии сухого трения, используемого для поверхностного уплотнения бетонных смесей, имеет вид [9]:

$$\begin{cases} M\ddot{x} + F \cdot \frac{\dot{x}}{|\dot{x}|} + kx = Q \cdot \cos(\omega t + \alpha); \\ x(0) = X_0; \dot{x}(0) = 0; x(t_1) = -X_0; \dot{x}(t_1) = 0. \end{cases}$$

где: α – фазовый угол возмущающей силы при $t=0$; t_1 – время (продолжительность движения), в течение которого масса M переходит из одного крайнего положения (когда $x = X_0$) в другое крайнее положение, когда $x = -X_0$. Очевидно, что продолжительность движения не может быть больше половины колебаний, т.е. $0 < t_1 \leq \frac{\pi}{\omega}$.

Введём обозначение $F^* = F \cdot \frac{X}{|X|}$.

В работе [9] показано, что существует два режима движения массы M : а) колебания происходят с паузами ($t_1 < \frac{\pi}{\omega}$); б) колебания происходят без пауз ($t_1 = \frac{\pi}{\omega}$). При этом получено значение т.н. критической силы трения $F_{кр}^*$, при которой продолжительность движения t_1 стремится к колебаний возникающей гармонической силы $\frac{\pi}{\omega}$:

$$\frac{F_{кр}^*}{Q} = - \frac{\lambda^2}{(1-\lambda^2)} * \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\lambda \cdot \operatorname{tg} \frac{\pi}{2\lambda}\right)^2}}, \lambda = \frac{\omega}{p}, p = \sqrt{\frac{k}{M}}. \quad (4)$$

Здесь введено обозначение: $F_{кр}^* = F_{кр} \cdot \frac{X}{|X|}$. Физической силы λ состоит в том, что эта величина характеризует отношение частоты вынужденных колебаний ω к частоте p собственных колебаний систем (в [9] λ называют кратностью частью). Заметим, что обратная величина $\left(\frac{1}{\lambda}\right) = \frac{p}{\omega}$ определяет (в случае целого её значения, т.е. $\frac{1}{\lambda} = 2; 3; 4; 5; 6; 7; \dots$) порядок субрезонанса, возникающего в данной колебательной системе. Такому критическому трению $F_{кр}^*$ должен соответствовать определённый критический угол $\alpha_{кр}$ [9], который можно определить из соотношения:

$$\alpha_{кр} = \arctg \left\{ -\lambda \cdot \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{2\lambda} \right) \right\}. \quad (5)$$

И так, в соответствии с результатами [9]: а) колебания без пауз происходят при $F < F_{кр}$, тогда $t_1 = \frac{\pi}{\omega}$; б) колебания с паузами происходит при $F < F_{кр}$, $t_1 \rightarrow \frac{\pi}{\omega}$, $\alpha = \alpha_{кр}$, колебания происходят без пауз.

Для анализа поведения исследуемой системы в субрезонансных режимах необходимо привести сводку основных результатов работы [9].

1. Режим колебаний без пауз ($t_1 = \frac{\pi}{\omega}$; $F < F_{кр}$).

$$\alpha_{F < F_{кр}} = \left[\frac{F^*}{Q} \cdot \frac{(1-\lambda^2)}{\lambda} \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{2\lambda}\right) \right]; \quad (6)$$

$$X_{0F < F_{кр}} = \frac{Q}{M\omega^2} \cdot \frac{\lambda^2}{(1-\lambda^2)} \cdot \sqrt{1 - \left\{ \frac{(1-\lambda^2)}{\lambda} \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{2\lambda}\right) \right\}^2}. \quad (7)$$

2. Режим колебаний с паузами ($0 < t_1 < \frac{\pi}{\omega}$; $F > F_{кр}$).

Введём обозначение: $T = \omega t_1 < \pi$. Величина t_1 находится из трансцендентного уравнения:

$$\frac{T}{2} - \arccos \left\{ \left(\frac{F^*}{Q} \right) \cdot \frac{(1-\lambda^2) \cdot \sin\left(\frac{T}{2\lambda}\right)}{[\cos\left(\frac{T}{2}\right) \cdot \sin\left(\frac{T}{2\lambda}\right) - \lambda \cdot \sin\left(\frac{T}{2}\right) \cdot \cos\left(\frac{T}{2\lambda}\right)]} \right\} - \operatorname{arctg} \left\{ \frac{\sin T - \lambda \cdot \sin\left(\frac{T}{\lambda}\right)}{\cos T - \cos\left(\frac{T}{\lambda}\right)} \right\} = 0. \quad (8)$$

$$\alpha_{F > F_{кр}} = -\operatorname{arctg} \left\{ \frac{\sin T - \lambda \cdot \sin\left(\frac{T}{\lambda}\right)}{\cos T - \cos\left(\frac{T}{\lambda}\right)} \right\}; \quad (9)$$

$$X_{0F > F_{кр}} = \frac{Q}{M\omega^2} \cdot \frac{\lambda^2}{(1-\lambda^2)} \cdot (1 - \lambda^2) \cdot \left\{ \cos\left(\alpha_{F > F_{кр}}\right) - \left(\frac{F^*}{Q}\right) \right\} = \frac{Q}{M\omega^2} \cdot \lambda^2 \cdot \left\{ \cos\left(\alpha_{F > F_{кр}}\right) - \frac{F \cdot \dot{x}}{Q \cdot |\dot{x}|} \right\}. \quad (10)$$

3. Режим колебаний без пауз с критической силой сухого трения:

$$(T \rightarrow \pi, t_1 \rightarrow \frac{\pi}{\omega}, F = F_{кр}).$$

В этом случае: $\alpha = F = F_{кр} = \alpha_{кр}$ (5). Для амплитуды колебаний имеем:

$$X_{0F > F_{кр}} = \frac{F_{кр}}{M\omega^2} = \frac{Q \cdot (-\lambda^2)}{(1-\lambda^2) \cdot M\omega^2} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\lambda \cdot \operatorname{tg}\frac{\pi}{2\lambda} \right)^2}}. \quad (11)$$

Анализ выше приведенных результатов для случая функционирования исследуемой системы в режимах субрезонансов даёт следующее.

А. Нечётные субрезонансы $(2n+1)$ -го порядка.

$$\lambda = \frac{\omega}{p} = \frac{1}{3}; \frac{1}{5}; \dots; \frac{1}{(2n+1)}, n \in \mathbb{N}; \operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{2\lambda}\right) \rightarrow \infty \quad (12)$$

Тогда имеем $F_{кр}^* = 0 \Leftrightarrow F_{кр} = 0$. Для колебаний без пауз должно быть $F < F_{кр}$, но $F < 0$ означает, что в системе существует отрицательное сухое трение, т.е. в этом случае возникают автоколебания вместо колебаний без пауз, а формы (6) и (7) не справедливы. Для колебаний с паузами должно быть $F > F_{кр} \Leftrightarrow F > 0$. В этом случае имеем для вычисления t_1 (8), для $\alpha_{F > 0}$ формулу (9), а для $X_{0F > 0}$ – (10).

При $F=0$, т.е. при критическом значении силы сухого трения колебания отсутствуют в соответствии с формулой (11).

Б. Чётные субрезонансы $2n$ -го порядка.

$$\lambda = \frac{\omega}{p} = \frac{1}{2}; \frac{1}{4}; \frac{1}{6}; \dots; \frac{1}{2n}, n \in \mathbb{N}; \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{2\lambda} \right) = 0. \quad (13)$$

Тогда имеем:

$$\frac{F_{\text{кр}}^*}{Q} = - \frac{\lambda^2}{(1-\lambda^2)} \Leftrightarrow \frac{F_{\text{кр}}}{Q} = - \frac{\lambda^2}{1-\lambda^2}. \quad (14)$$

Для колебаний без пауз ($F < F_{\text{кр}}$), т.е. при отрицательном сухом трении, возникают автоколебания в рассматриваемой системе. При этом $\alpha=0$, а для амплитуды автоколебаний справедливо выражение:

$$X_{0F < F_{\text{кр}}} = \frac{Q}{M\omega^2} \cdot \frac{\lambda^2}{(1-\lambda^2)},$$

т.е. автоколебания происходят с амплитудой, которая соответствует режиму колебаний данной системы при отсутствии в ней каких-либо сопротивлений ($F=0$).

При ($F > F_{\text{кр}}$), т.е. $F > -\frac{\lambda^2 * Q}{(1-\lambda^2)}$, в системе возможны колебания с паузами. Причём величина t_1 определяется соотношением (8), а $F > F_{\text{кр}}$ находим из (9), а $X_{0F > F_{\text{кр}}}$ из соотношения (10).

При ($F = F_{\text{кр}}$), т.е. $F = -\frac{\lambda^2 * Q}{(1-\lambda^2)}$ (определяющее сухое трение) возможен также режим колебаний без пауз:

$$T = \omega * t_1 \rightarrow \pi, \alpha_{\text{кр}} = 0, X_0 = -\frac{Q * \lambda^2}{M\omega^2 * (1-\lambda^2)}. \quad (16)$$

В. Динамические коэффициенты (или коэффициенты усиления) для колебательной системе с сухим трением, функционирующей в субрезонансом режиме.

В соответствии с работой [9], отношение амплитуды колебаний X_0 к смещению системы от действия статический системы Q принято называть динамическим коэффициентом или коэффициентом усиления:

$$X = \frac{X_0}{(Q/k)} = \frac{X_0}{A * (1-\lambda^2)}, A = \frac{Q}{M\omega^2} * \frac{\lambda^2}{(1-\lambda^2)}. \quad (17)$$

В общем виде динамические коэффициенты для колебательной системе с сухим трением находятся из следующих выражений:

$$X_{F < F_{\text{кр}}} = \frac{\cos \alpha}{1-\lambda^2} = \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{F}{Q} * \frac{1-\lambda^2}{\lambda} * \operatorname{tg} \frac{\pi}{2\lambda} \right)^2}}{1-\lambda^2}; \quad (18)$$

$$X_{F < F_{\text{кр}}} = \frac{1}{\lambda} * \left(\frac{F_{\text{кр}}}{Q} \right); \quad (19)$$

$$X_{F < F_{\text{кр}}} = \cos \alpha - \frac{F^*}{Q}, \alpha = \arctg \left\{ \frac{\sin \omega T - \lambda \cdot \sin p t_1}{\cos \omega t_1 - \cos p t_1} \right\}, \quad (20)$$

где: t_1 находим согласно решению трансцендентного уравнения (8) для $T = \omega t_1$.

Вывод. Анализируя формулы (18)–(20) для режимов функционирования исследуемой системы, описываемых соотношениями (12) и (13), получаем следующее, что режимы нечётных субрезонансов $(2_n + 1)$ -го порядка: а) $X_{F < F_{кр}}$ не существует; б) $X_{F = F_{кр}} = 0$; в) $X_{F > F_{кр}}$ находим по аналогии со случаем нечётных субрезонансов $(2_n + 1)$ -го порядка.

Список литературы

1. Курдюмов А. А. Вибрация корабля / А. А. Курдюмов. – Л.: Машиностроение, 1961. – 302 с.
2. Сакович В. Л. Об учёте сил сопротивления в вибраторах для бетона / В. Л. Сакович // Известия вузов. Строительство и архитектура. – 1961. – №6. – С. 26–41.
3. Сакович В. Л. Исследование машин виброционного действия / В. Л. Сакович // Научные труды Киевского инженерного-строительного института. – К., 1961. – Вып. 17. – С. 109–121.
4. Сакович В. Л. Метод решения уравнения динамически нелинейных вибросистем / В. Л. Сакович // Научные труды Киевского инженерно-строительного института. – К., 1964. – Вып. 20. – С. 91–105.
5. Ден. Гартог Дж. П. Механические колебания / Ден. Гартог Дж. П. – М.: Физматиз, 1960. – 280 с.
6. Den-Hartog J.P. Forced Vibrations with Combined Coulomb and Viscous Friction // Transactions of ASME. APM-53-9. – 1931. – P. 107–115.
7. Стрекис А. М. Вынужденные колебания с одной степенью свободы при наличии сухого трения и при произвольной возмущающей силе / А. М. Стрекис // Вопросы динамики и динамической прочности. – Рига: РПИ, 1956. – Вып. IV. – С. 240–253.
8. Крымов А. Н. О некоторых дифференциальных уравнениях математической физики / А. Н. Крымов. – М.-Л.: Машиностроение, 1950. – 368 с.
9. Сакович В. Л. Вынужденные колебания вибратора при наличии сухого трения / В. Л. Сакович // Научные труды Киевского инженерного-строительного института. – К., 1964. – Вып. 20. – С. 116–127.

References

1. Kurdyumov, A. A. (1961). Vybratsyya korablya [Vibration of the vehicle]. L.: Mashynostroenye, 302.
2. Sakovych, V. L. (1961). Ob uchetе syl soprotyvlenyya v vybratorakh dlya betona [On account of the resistance forces in vibrators for concrete]. Building and architecture, 6, C. 26–41.
3. Sakovych, V. L. (1961). Yssledovanye mashyn vybrotsyonnoho deystviyya [Study of machines vibration activity]. Proceedings of the Kiev Civil Engineering Institute, K., Vip. 17, 109–121.
4. Sakovych, V. L. (1964). Metod reshenyya uravnenyya dynamicheskyy nelyneynykh vybrosystem [Method of solving the equation to dynamically nonlinear VibroSystM]. Proceedings of the Kiev Civil Engineering Institute, K., Vip. 20, 91–105.
5. Den. Hartog Dzh. P. (1960). Mekhanycheskiye kolebaniyya [Mechanical vibrations]. M.: Fyzmatyaz, 280.
6. Den-Hartog J. P. (1931). Forced Vibrations with Combined Coulomb and Viscous Friction. Transactions of ASME. APM-53-9, 107–115.

7. *Strekys, A. M. (1956). Vinuzhdennie kolebanyya s odnoy stepen'yu svobodi pry nalychyy sukhoho trenyya y pry proyzvol'noy vozmushchayushchey syle [Forced vibrations with one degree of freedom with dry friction and an arbitrary perturbing force]. Problems of dynamics and dynamic strength, Ryha: RPY, Vip. IV, 240–253.*
8. *Krimov, A. N. (1950). O nekotorykh dyferentsyal'nykh uravnenyyakh matematycheskoy fyzyky [In some differentsialnykh equations of mathematical physics]. M.-L.: Mashynostroenye, 368.*
9. *Sakovych, V. L. (1964). Vinuzhdennie kolebanyya vybratora pry nalychyy sukhoho trenyya [Forced oscillations of the vibrator in the presence of dry friction]. Proceedings of the Kiev Engineering-construction Institute. K., Vip. 20. – 116–127.*

**ОБЛІК СИЛ СУХОГО ТЕРТЯ ПРИ МОДЕЛЮВАННІ
ТА АНАЛІЗІ ВИМУШЕНИХ КОЛИВАНЬ ВІБРАТОРА
ДЛЯ ПОВЕРХНЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ БЕТОННИХ СУМІШЕЙ
НА СУБРЕЗОНАНСНИХ РЕЖИМАХ**

Ю. В. Човнюк, І. М. Сівак, В. Т. Кравчук

Анотація. Запропоновано коректний підхід для врахування сил сухого тертя при моделюванні та аналізі вимушених коливань вібратора для поверхневого ущільнення бетонних сумішей на субрезонансних режимах. Зазвичай під динамічної нелінійністю розуміється така нелінійність, яка проявляється тільки при русі.

До вибросистемам з динамічною нелінійністю відносяться коливальні системи більшості машин виброционного дії, застосовуваних у будівництві, у яких сили непружного супротивлення (деформування) змінюються непропорційно швидкості в першій мірі (у т. ч. вібромашини для поверхневого ущільнення бетонних сумішей). У процесі роботи вібромашини виникають різні за своєю природою непружні опору: оброблюваного матеріалу (бетонної суміші), навколишнього повітря, внутрішні опору обумовлені витратою енергії в болтових і заклепочних з'єднаннях, шарнірах, направляючих, в місцях опор і закладення пружин і т. д.

Всі ці опору по-різному змінюватися в залежності від зміщення елементів коливальної системи вібромашин. Кожде з них впливають на форму і амплітуду коливань, а також на витрату енергії.

Результующого всіх непружних опорів вибросистемы можна преставить як багатокомпонентне опір, що складаються суми одночасно діючих однокомпонентних опорів.

Ключові слова: *сухе тертя, моделювання, аналіз, вимушені коливання, бетонна суміш, вібратор, поверхневе ущільнення, субрезонансні режими*

ACCOUNT OF FORCES OF DRY FRICTION IN MODELING AND ANALYSIS OF FORCED VIBRATIONS OF VIBRATOR FOR SURFACE COMPACTION OF CONCRETE MIXES FOR SUBRESONANCE MODES

Yu. V. Chovnyuk, I. M. Sivak, V. T. Kravchuk

Abstract. *The correct approach is proposed to account for the dry friction forces in the simulation and analysis of forced vibrations of the vibrator for surface compaction of concrete mixes for subresonance modes. Usually, the dynamic nonlinearity is used to represent this nonlinearity, which appears only when driving.*

To vibrosystems dynamic nonlinearity are oscillatory system most cars vibracionnogo actions used in construction, whose strength inelastic soprotivlenie (deformation) speed change disproportionately in the first degree (including vibrators for surface compaction of concrete mixes). In the process, there are various vibrators in nature of inelastic resistance of the processed material (concrete mixture), ambient air, internal resistance caused by the flow of energy in bolted and riveted joints, hinges, rails, ground poles and incorporation of springs, etc.

All these resistance different changes depending on the displacement of the elements of the oscillating system vibrators. Each of them affect the shape and amplitude of oscillations, and power consumption.

Resultgroup all inelastic resistances VibroSystM can be reposed as multi-component resistance, consisting of the amount of concurrent single-label resistances.

Keywords: *dry friction, modeling, analysis, forced oscillations, concrete mixture, vibrator, surface compaction, subresonance modes*

УДК 631.354.2

АНАЛІЗ КРИТЕРІЇВ СТІЙКОСТІ ПРИ РОБОТІ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ НА СХИЛАХ

С. В. Смолінський, кандидат технічних наук
e-mail: s_smolinsky@meta.ua

Анотація. В статті наведено результати оцінки забезпечення стійкої роботи зернозбиральних комбайнів на схилах. Для аналізу стійкості роботи були охарактеризовані критерії

© С. В. Смолінський, 2016

ACCOUNT OF FORCES OF DRY FRICTION IN MODELING AND ANALYSIS OF FORCED VIBRATIONS OF VIBRATOR FOR SURFACE COMPACTION OF CONCRETE MIXES FOR SUBRESONANCE MODES

Yu. V. Chovnyuk, I. M. Sivak, V. T. Kravchuk

Abstract. *The correct approach is proposed to account for the dry friction forces in the simulation and analysis of forced vibrations of the vibrator for surface compaction of concrete mixes for subresonance modes. Usually, the dynamic nonlinearity is used to represent this nonlinearity, which appears only when driving.*

To vibrosystems dynamic nonlinearity are oscillatory system most cars vibracionnogo actions used in construction, whose strength inelastic soprotivlenie (deformation) speed change disproportionately in the first degree (including vibrators for surface compaction of concrete mixes). In the process, there are various vibrators in nature of inelastic resistance of the processed material (concrete mixture), ambient air, internal resistance caused by the flow of energy in bolted and riveted joints, hinges, rails, ground poles and incorporation of springs, etc.

All these resistance different changes depending on the displacement of the elements of the oscillating system vibrators. Each of them affect the shape and amplitude of oscillations, and power consumption.

Resultgroup all inelastic resistances VibroSystM can be reposed as multi-component resistance, consisting of the amount of concurrent single-label resistances.

Keywords: *dry friction, modeling, analysis, forced oscillations, concrete mixture, vibrator, surface compaction, subresonance modes*

УДК 631.354.2

АНАЛІЗ КРИТЕРІЇВ СТІЙКОСТІ ПРИ РОБОТІ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ НА СХИЛАХ

С. В. Смолінський, кандидат технічних наук
e-mail: s_smolinsky@meta.ua

Анотація. В статті наведено результати оцінки забезпечення стійкої роботи зернозбиральних комбайнів на схилах. Для аналізу стійкості роботи були охарактеризовані критерії

© С. В. Смолінський, 2016

стійкості положення, стійкості напряду і швидкості руху машини, а також стійкості якості робочого процесу зернозбиральних комбайнів. Проведено аналіз застосування різних систем в конструктивних схемах зернозбиральних комбайнів, які забезпечують стійкість робочого процесу.

Оскільки при русі комбайна впоперек схилу зерновий ворох під власною вагою зміщується на решетах у бік нахилу, а це призводить до погіршення якості роботи. Для забезпечення стійкості якості роботи зернозбирального комбайна на схилах, машини обладнуються також системами вирівнювання робочих органів, застосування решіт жолобчастої форми для виключення зміщення вороху в бік нахилу або їх секційне виконання, підвищення рівномірності подачі маси на очищення, перерозподіл напрямку і величини повітряного потоку відповідно розподілу вороху, рівномірний розподіл маси по поверхні робочих органів та інше.

Крім того, відомі і інші технічні рішення щодо виконання умови стійкості якості застосування універсальних комбайнів на схилах, які забезпечуватимуть роботу без перекидання шляхом встановлення подвоєних коліс, монтування додаткових вантажів на колесах при максимальній ширині колії і мінімальному дорожньому просвіті, заливка в шини води та ін. Адаптація комбайнів до роботи на схилах здійснюється також застосуванням різноманітних автоматичних систем.

Ключові слова: зернозбиральний комбайн, схил, стійкість, автоматичні системи, критерії, адаптація

Постановка проблеми. Сучасне аграрне виробництво вимагає більш ефективного застосування всіх наявних земельних ресурсів. Одним із резервів в рослинництві є використання угідь на схилах. Хоча при цьому виникає ціла низка проблем, одною із яких є застосування сільськогосподарської техніки.

Не виключенням є також процес збирання зернових культур, оскільки згідно даних до 7% площ під зерновими культурами знаходяться на схилах.

Сучасна зернозбиральна техніка – потужна, але габаритна і масивна. При русі на схилах виникає ризик виникнення нестандартних ситуацій, насамперед, втрати стійкості внаслідок поперечного перекосу рами машин і діючих зусиль. Відомо також, що при роботі на схилах робочі органи комбайна не завжди якісно виконують процес. Тому і виникає необхідність обґрунтування техніко-технологічних принципів ефективного застосування зернозбиральних комбайнів при роботі на схилах. Одним із шляхів вирішення цієї задачі є аналіз критеріїв стійкості.

Аналіз останніх досліджень. Питанню дослідження роботи мобільної сільськогосподарської техніки на схилах присвячені дослідження В. М. Пришляка, Д. Б. Райхмана, Н. М. Кириенко та інших. В роботах наведено загальні методологічні основи дослідження стійкості машин на схилах [1, 2], а також дослідження стійкості спеціальної техніки [3–6]. О. В. Козаченко [7] дослідив вплив систем керування на стійкість руху сільськогосподарського агрегату.

Враховуючи потребу у ефективному і безпечному застосуванні самохідних бункерних зернозбиральних комбайнів при роботі на схилах, необхідно проаналізувати стійкість робочого процесу збирального агрегату за цих умов.

Мета досліджень – на основі аналізу критеріїв стійкості обґрунтувати принципи ефективної роботи зернозбиральних комбайнів на схилах.

Результати досліджень. При виборі критеріїв стійкості використовувалася обробка даних оцінок 23 експертів-фахівців. В результаті проведеного дослідження встановлено, що для зернозбиральних комбайнів основними критеріями стійкості (із запропонованих експертам) можуть бути критерії стійкості положення, стійкості напрямку і режимів (швидкості) руху машини, а також стійкість якості процесу.

На стадії проектування умова стійкості положення машин визначається теоремою Лагранжа-Дирихле, згідно якої стійка рівновага системи можлива при мінімальній величині потенціальної енергії системи. Проте, нерівності опорної поверхні і нахил схилів істотно впливають на поперечну стійкість системи. Динамічна поперечна стійкість системи при русі повинна виключати знесення у напрямку нахилу і перевертання машини. Основним показником динамічної стійкості може виступати коефіцієнт запасу поперечної стійкості як співвідношення сумарного моменту на відновлення стійкого положення до сумарного моменту перевертання. При роботі на схилі величина сумарного моменту перевертання дорівнюватиме моменту сили тяжіння відносно осі обертання (особливо динамічно це відбувається при змінній масі системи).

Динамічна стійкість 33К можлива при величині коефіцієнту запасу поперечної стійкості [8]:

$$K = \frac{M_{\eta}}{M_{\varepsilon}} \geq 1,2.$$

Одним із технічних способів забезпечення поперечної стійкості комбайна при роботі вздовж і поперек схилів є обладнання машин системами автоматичного поперечного вирівнювання молотарки і машини в цілому в горизонтальне положення за допомогою гідропривода – AvtoLevel для Massey Ferguson, Montana для Claas

(рис. 1) і ін. [9] без зниження продуктивності і надійності функціонування системи.



Рис. 1. Система вирівнювання збиральних машин фірми Claas дозволяє за лічені секунди перевести машину з одного в інше крайнє положення.

При русі по нерівностях опорної поверхні при співпаданні власних частот коливань f_M і частот коливань нерівностей опорної поверхні f_{SF} (тобто, при $\frac{f_M}{f_{SF}} \approx 1$) настає резонанс (його позитивною стороною є підвищення якісних показників роботи і зниження енерговитрат на виконання процесу, а негативною - зниження показників довговічності технічної системи). Для вирішення подібних проблем можуть застосовуватися підвіски з відповідною демфуючою здатністю.

Стійкість напрямку руху комбайна (курсова стійкість) оцінюватимемо по критерію коридору руху, а в разі відхилення його значення від допустимого спостерігатиметься порушення курсової стійкості [10].

Якщо напрямок руху мобільної машини задамо двома курсовими кутами φ , ψ , то у випадку їх відхилення від заданої величини φ_P , ψ_P автоматичні системи, які забезпечують рух в режимі автопілота або підрулювання, повинні забезпечити вироблення управляючого сигналу U_φ , U_ψ для зміщення машини на величину $\delta_\varphi = \varphi_P - \varphi$, $\delta_\psi = \psi_P - \psi$, що відповідає заданому напрямку φ_P , ψ_P . Стійкість швидкості руху машини досягається кваліфікацією оператора і технічними можливостями комбайна.

Важливо в процесі роботи комбайна забезпечити стійкість якості процесу. Якщо якість процесу описується деяким параметром H , то якісне виконання процесу можливе при умові:

$$H_M \in [H_{MIN}; H_{MAX}], \quad H_{MIN} = H - \Delta H, \quad H_{MAX} = H + \Delta H, \quad (1)$$

при цьому інтегральний показник відхилення якості роботи по часу визначається у вигляді:

$$I = \int_{\tau_1}^{\tau_2} (H_M - H)^2 dt \rightarrow MIN. \quad (2)$$

Відомо, що одним із параметрів, які істотно впливають на якість роботи зернозбирального комбайна, є подача хлібної маси в молотильно-сепарувальний пристрій (МСП). Для якісної роботи зернозбирального комбайна необхідно і доцільно забезпечити рівномірність подачі. З метою забезпечення рівномірної подачі хлібної маси використовуються пристрої автоматичного регулювання завантаження МСП, які підтримують її величину близько оптимального значення пропускної здатності комбайна.

Оскільки при русі комбайна впоперек схилу зерновий ворох під власною вагою зміщується на решетах у бік нахилу, а це призводить до погіршення якості роботи. Для забезпечення стійкості якості роботи зернозбирального комбайна на схилах, машини обладнуються також системами вирівнювання робочих органів, застосування решіт жолобчастої форми для виключення зміщення вороху в бік нахилу або їх секційне виконання, підвищення рівномірності подачі маси на очищення, перерозподіл напрямку і величини повітряного потоку відповідно розподілу вороху, рівномірний розподіл маси по поверхні робочих органів та інше.

Крім того, відомі і інші технічні рішення щодо виконання умови стійкості якості застосування універсальних комбайнів на схилах, які забезпечуватимуть роботу без перекидання шляхом встановлення подвоєних коліс, монтування додаткових вантажів на колесах при максимальній ширині колії і мінімальному дорожньому просвіті, заливка в шини води та ін. Адаптація комбайнів до роботи на схилах здійснюється також застосуванням різноманітних автоматичних систем (наприклад, системи просторової 3D-очистки чи системи вирівнювання рами комбайна).

При роботі на схилах доцільно також застосовувати універсальні зернозбиральні комбайни з аксіально-роторним МСП, оскільки втрати зерна при їх роботі за ротором практично не залежать від опорної поверхні, хоча встановлено доцільність їх високопродуктивної експлуатації на рівнинних ділянках. Відомий досвід застосування спеціальних комбайнів (низькокліренсні, крутосхилі і горно-рівнинні) з автоматичною стабілізацією коліс у вертикальному положенні і з роботою на знижених швидкостях.

Якщо ймовірності порушення стійкості положення позначити $P(K1)$, стійкості напрямку – $P(K2)$, стійкості швидкості руху – $P(K3)$, а стійкості якості – $P(K4)$ і т.д. до $P(Kn)$, то із урахуванням суми ймовірностей сумісних і несумісних подій, а також виключаючи

втрату стійкості інших типів, при виникненні одного із них, умова стійкості роботи комбайна на схилах матиме вигляд:

$$P(K) = 1 - \left[\sum_{i=1}^n P(Ki) - \sum_{i,j,i \neq j} P(KiKj) + P(K1K2K3K4 \dots Kn) \right] \rightarrow 1. \quad (3)$$

Висновок. На основі проведеного аналізу особливостей роботи зернозбирального комбайна на схилах встановлено, що для забезпечення стійкості роботи необхідними є виконання умов стійкості положення машин в подовжньому і поперечному напрямках, напрямку і швидкості руху, а також якості роботи, які можуть забезпечуватися шляхом застосування технічних систем адаптації.

Список літератури

1. Пришляк В. М. Проблеми землеробства та методологічні аспекти дослідження автоматизації процесів на схилах / В. М. Пришляк // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2010. – Вип. 144, ч. 5. – С. 134–142.
2. Кириенко Н. М. Моделирование параметров динамической устойчивости машин по уравнению опрокидывания в поперечной плоскости / Н. М. Кириенко, А. С. Полянский, В. В. Задорожня // Вісник ХНТУСГ імені Петра Василенка. – Х., 2012. – Вип. 107. – Т. 2. – С. 20–32.
3. Подригало М. А. Устойчивость колесных машин как сложное эксплуатационное свойство / М. А. Подригало, Д. М. Клец, Н. П. Артемов // Автомобильный транспорт. – 2011. – Вып. 29. – С. 179–183.
4. Райхман Д. Б. К вопросу механизации уборки лаванды на склонах / Д. Б. Райхман // Труды ВНИИЭМК. – 1989. – Т. 20. – С. 158–163.
5. Петренко А. М. Устойчивость специальных транспортных средств / А. М. Петренко. – М.: МАДИ, 2013. – 41 с.
6. Ароко С. Е. Оценка устойчивости валочно-сучкорезно-раскряжевой машины / С. Е. Ароко, С. П. Мохов // Доступ: http://symposium.forest.ru/article/2010/2_technology/Aroko/htm.
7. Козаченко О. В. Теоретичні дослідження стійкості руху сільськогосподарського агрегату / О. В. Козаченко // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – Х., 2012. – Вип. 121. – С. 134–139.
8. Самусенко М. Ф. Конструирование и расчет большегрузных транспортных средств. Подвижность и устойчивость / М. Ф. Самусенко. – М.: МАДИ, 1983. – 129 с.
9. *Перспективы фирм-производителей зерноуборочных комбайнов.*
10. Войтиков А. В. Исследование курсовой устойчивости колесного трактора класса 14 кН на склоне / А. В. Войтиков // Дисс. ... к.т.н. – Минск, 1979. – 188 с.

References

1. Pryshlyak, V. M. (2010). Problemy zemlerobstva ta metodolohichni aspekty doslidzhennya avtomatyzatsiyi protsesiv na skhyлах [Problems of agriculture and methodological aspects of research of automation of processes on the slopes]. Scientific Bulletin of National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Series: machinery and energetics AIC, K., Vyp. 144, ch. 5, 134–142.
2. Kyryenko, N. M., Polyansky, A. S., Zadorozhnyaya, V. V. (2012). Modelyrovanye parametrov dynamicheskyy ustoychyvosty mashyn po uravnenyyu oprokydivanyya v poperechnoy ploskosti [Modelling of the dynamic stability of the machines according

to the equation tipping in the transverse plane]. Bulletin of HNTUSH after Peter Vasilenko, Kh., Vyp. 107, T. 2, 20–32.

3. *Podryhalo, M. A., Klets, D. M., Artemov, N. P.* (2011). Ustoychyvost' kolesnikhmashyn kak slozhnoe ekspluatatsyonnoe svoystvo [Sustainability as a complex kalesnykas maintenance property]. Road transport, Vip. 29, 179–183.

4. *Raykhman, D. B.* (1989). K voprosu mekhanyzatsyy uborky lavandi na sklonakh [To the question of the mechanization of lavender on the slopes]. Bulletin of VNYEMK, T. 20, 158–163.

5. *Petrenko, A. M.* (2013). Ustoychyvost' spetsyal'nykh transportnykh sredstv [Stability of special vehicles]. M.: MADY, 41.

6. *Aryko, S. E., Mokhov, S. P.* (2012). Otsenka ustoychyvosti valочно-suchkorezno-raskrezhevochnoy mashyny [Appraisal feller machine sustainability]. Dostup: http://symposium.forest.ru/article/2010/2_technology/Aroko/htm.

7. *Kozachenko, O. V.* (2012). Teoretychni doslidzhennya stiykosti rukhu sil'skohospodars'koho ahrehatu [Theoretical studies of stability of motion of the agricultural unit]. Bulletin of HNTUSH after Peter Vasilenko, Kh., Vyp. 121, 134–139.

8. *Samusenko, M. F.* (1983). Konstruyrovanye y raschet bol'shehruznykh transportnykh sredstv. Podvyzhnost' y ustoychyvost' [Design and analysis of heavy vehicles. Mobility and stability]. M.: MADY, 129.

9. Prospekti firm-proyzyvodyteley zernouborochnykh kombaynov [Brochures of the manufacturers of combine harvesters] (2016). 204.

10. *Voytykov, A. V.* (1979). Yssledovanye kursovoy ustoychyvosti kolesnogo traktora klassa 14 kN na sklone [Study of the stability of the wheel tractor class 14 kN on the slope]. Dyss. ... k.t.n, Mynsk, 188.

АНАЛИЗ КРИТЕРИЕВ УСТОЙЧИВОСТИ ПРИ РАБОТЕ ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ НА СКЛОНАХ

С. В. Смолинский

Аннотация. В статье приведены результаты оценки обеспечения устойчивой работы зерноуборочных комбайнов на склонах. Для анализа устойчивости работы были охарактеризованы критерии устойчивости положения, устойчивости направления и скорости движения машины, а также устойчивости качества рабочего процесса зерноуборочных комбайнов. Проведен анализ применения различных систем в конструктивных схемах зерноуборочных комбайнов, которые обеспечивают устойчивость рабочего процесса.

Поскольку при движении комбайна поперек склона зерновой ворох под собственным весом смещается на решетках в сторону наклона, а это приводит к ухудшению качества работы. Для обеспечения устойчивости качества работы зерноуборочного комбайна на склонах, машины оборудуются также системами выравнивания рабочих органов, применение решет желобчатой формы для исключения смещения вороха в сторону наклона или их секционное исполнение, повышение равномерности подачи массы на очистку, перераспределение направления и величины воздушного потока соответственно распределения вороха,

равномерное распределение массы по поверхности рабочих органов и другое.

Кроме того, известны и другие технические решения по выполнению условия устойчивости качества применения универсальных комбайнов на склонах, которые будут обеспечивать работу без опрокидывания путем установления удвоенных колес, монтаж дополнительных грузов на колесах при максимальной ширине колеи и минимальном дорожном просвете, заливка в шины воды и др. Адаптация комбайнов к работе на склонах осуществляется также применением различных автоматических систем (например, системы пространственной 3D-очистки или системы выравнивания рамы комбайна).

Ключевые слова: зерноуборочный комбайн, склон, устойчивость, автоматические системы, критерии, адаптация

ANALYSIS OF SUSTAINABILITY CRITERIA WHEN WORKING COMBINE HARVESTER ON SLOPES

S. V. Smolinskiy

Abstract. *The paper presents the results of the evaluation provide stable work of combine harvesters on slopes. For the analysis of stability was characterized by criteria of sustainability, the sustainability of the direction and speed of movement of the machine, as well as the sustainability of the quality of the working process of combine harvesters. Analysis of the use of various systems of constructive schemes of combine harvesters, which provide the stability of working process.*

Since the movement of the combine across the slope of the grain pile under its own weight is displaced on the sieve in the direction of the tilt, and this leads to deterioration in the quality of work. To ensure the sustainability of the quality of work combine harvester on slopes, the machine is also equipped with a levelling system of the working bodies, the use of sieves grooved shape to avoid displacement of piles in the direction of the tilt or sectional performance, increased uniformity of the feed to the purification, the redistribution of the direction and magnitude of air flow, respectively, of the distribution heap, uniform distribution of mass on the surface of the working bodies and more.

In addition, there are other technical solutions for the implementation of the conditions of stability of the quality of the application of universal harvesters on slopes, which will provide work without tipping by establishing matching wheels to mount any additional goods on wheels with maximum track width and minimum ground clearance, fill the tires and water. the Adaptation of combine harvesters to work on the slopes is the application of various automatic systems (e.g. system of spatial 3D-cleaning or alignment system frame combine).

Keywords: combine harvester, slope stability, auto system, criteria, adaptation

НАУКОВІ ОСНОВИ АЕРОЗОЛЬНОГО ОЧИЩЕННЯ БІОДИЗЕЛЯ

В. М. Поліщук, С. Є. Тарасенко, кандидати технічних наук
e-mail: polischuk.v.m@gmail.com

Анотація. Встановлена потреба видалення після нейтралізації із дизельного біопалива цитрату калію шляхом водяного промивання та осадження утворених пластинок. Визначені сили, які здійснюють вплив на частинку у шарі біодизеля та проведено моделювання руху цієї частинки при її повільному осадженні. Розглянута математична модель осадження пластинок цитрату калію та встановлена динаміка швидкості їх руху. Встановлена експозиція їх осадження. Визначені раціональні розміри краплин води для промивання біодизеля.

Час осадження пластинок водного розчину цитрату калію при очищенні біодизеля від каталізатора може становити від 0,5 до 40 діб. Тому для пришвидшення цього процесу рекомендується розпилювати в товщі біодизеля краплини води, які приєднують до себе частинки забруднювача і транспортують їх до дна реактора.

Починаючи із діаметра краплин води 1 мм подальше збільшення їх дисперсності суттєво не впливає на швидкість осадження. Тому бажано промивати біодизель шляхом розпилювання в ньому краплин води діаметром 0,5-1 мм. Швидкість осадження таких краплин не перевищує 2 хв. При зменшенні дисперсності краплин швидкість їх осадження суттєво зростає.

Ключові слова: критерій Рейнольдса, нейтралізація, біодизель, цитрат калію, краплини, швидкість осадження, сила аеродинамічного опору

Постановка проблеми. В результаті нейтралізації біодизеля слабким розчином лимонної кислоти в ньому утворюються солі (цитрати) кальцію. Вони утворюють пластинки діаметром 1,5-3 мм, за формою близькі до форми циліндра. При перемішуванні біодизеля під час нейтралізації ці пластинки розбиваються на дрібніші максимальним діаметром приблизно до 50 мкм. Відношення висоти пластинки солей лимонної кислоти до її діаметру становить приблизно 1/10.

Після нейтралізації цитрат калію необхідно видалити із біодизеля для зниження його лужності. Це здійснюється шляхом їх осадження [1, 2].

Аналіз останніх досліджень. Частинка, яка перебуває в рідині, відчуває дію сил:

– тяжіння [3]:

$$P_g = m_q \cdot g = V_q \cdot \rho_q \cdot g; \quad (1)$$

– Архімеда [4]:

$$P_A = V_q \cdot \rho_p \cdot g. \quad (2)$$

де: M_q – маса частинки, кг; V_q – об'єм частинки, м³; g – прискорення вільного падіння, м/с²; ρ_q, ρ_p – густина частинки і рідини, кг/м³.

Якщо $P_g > P_A$, частинка починає опускатись в товщі рідини. Сила, яка діє на частинку в цей момент часу, становить:

$$P_g - P_A = V_q \cdot \rho_q \cdot g - V_q \cdot \rho_p \cdot g = V_q \cdot g \cdot (\rho_q - \rho_p). \quad (3)$$

По мірі опускання частинки, на неї починає діяти сила опору, яка протидіє різниці сил $P_g - P_A$ [3]:

$$P_o = \zeta \cdot S_q \left[(\rho_p v_q^2) / 2 \right], \quad (4)$$

де: ζ – коефіцієнт опору; S_q – площа проекції частинки на горизонтальну площину, м²; v – швидкість руху частинки, м/с.

В початковий момент осадження частинка рухається з прискоренням, однак із збільшенням швидкості зростає опір середовища, а отже, зменшується і величина прискорення. Дуже швидко настає рівновага: величина сили опору середовища P_o зрівноважується силою рухомої частки ($P_g - P_A$). При цьому настає динамічна рівновага: $P_o = P_g - P_A$.

Починаючи з цього моменту, частинка буде рухатися рівномірно із постійною швидкістю, яка, називається швидкістю осадження v_{oc} і визначається із умови рівності сили, що рухає частку, і сили опору середовища $P_g - P_A = P_o$ [4]:

$$V_q \cdot g \cdot (\rho_q - \rho_p) = \zeta \cdot S_q \left[(\rho_p v_q^2) / 2 \right]. \quad (5)$$

Звідси швидкість осадження частинки становить:

$$v_{oc} = \sqrt{\frac{2 \cdot V_q \cdot g \cdot (\rho_q - \rho_p)}{\zeta \cdot S_q \cdot \rho_p}}. \quad (6)$$

Коефіцієнт опору ζ залежить від режиму руху частинки при осадженні $\zeta = f(Re)$, який характеризується критерієм Рейнольда, який виражає співвідношення інерційних сил і сил внутрішнього тертя (в'язкості) потоку [4]:

$$Re = \frac{\rho_p d_q v_{oc}}{\mu_p}, \quad (7)$$

де: Re – критерій Рейнольдса; d_q – діаметр частинки, м; μ_p – динамічна в'язкість рідини, Па·с.

Критерій Рейнольдса Re визначає основні властивості потоку.

Сили інерції зумовлюють утворення локальних неоднорідностей у потоці, сили ж в'язкості, навпаки, згладжують неоднорідності, тобто приводять до вирівнювання швидкостей [3].

Існують різноманітні режими осадження частинки, кожному з них відповідає певне значення критерію Рейнольдса Re .

При ламінарному русі, що спостерігається при невеликих швидкостях і малих розмірах частинок, або при високій в'язкості середовища, частинка оточена граничним шаром рідини і плавно обтікається потоком. Втрата енергії в таких умовах пов'язана в основному лише з переборенням опору тертя. При ламінарному режимі $Re < 2$ коефіцієнт опору середовища визначається як [4]:

$$\zeta = 24/Re. \quad (8)$$

Підставивши формули (8) і (7) в вираз (4), а також враховуючи, що площа проекції кулі на площину становить $S = \pi \cdot d_q^2/4$, опір середовища при русі частинки кулястої форми виражається за формулою, що відображає закон Стокса [6]:

$$P_o = 3 \cdot \pi \cdot d_q \cdot \mu_p \cdot v_q, \quad (9)$$

Згідно закону Стокса, сила опору, що діє на тіло кулястої форми при повільному русі в необмеженому в'язкому середовищі, прямо пропорційна швидкості руху, діаметру тіла і в'язкості середовища. Закон Стокса застосовується лише при ламінарному русі дрібних частинок кулястої форми. Для діаметру часток $1,6 \cdot 10^{-5}$ – $3,0 \cdot 10^{-5}$ м неточність визначення становить 1%, $0,16 \cdot 10^{-5}$ – $7,0 \cdot 10^{-5}$ – 10% [5].

З розвитком турбулентності потоку все більшу роль починають відігравати сили інерції. Під дією цих сил граничний шар відривається від поверхні частинки, що приводить до зниження тиску за ним, і до появи без порядкових місцевих завихрень у даному просторі. Перехідна зона характерна при $Re = 2-500$, при цьому коефіцієнт опору середовища визначається як [4]:

$$\zeta = 10/Re^{0.5}. \quad (10)$$

Починаючи з деяких значень критерію Рейнольдса, при розвинутій турбулентності потоку при $500 < Re < 2 \cdot 10^5$, опором тертя можна знехтувати, оскільки переважною силою стає лобовий опір. Для турбулентної області коефіцієнт опору середовища становить [4]:

$$\zeta = 0,44 = const. \quad (11)$$

При $Re \geq 2 \cdot 10^5$ настає криза опору, і значення ζ різко падає (в 4–5 разів) [6].

Слід зазначити, що наведені значення ζ справедливі при русі частинки в формі кулі, діаметр якої значно менший діаметра місткості, в якому частинка рухається.

Для інших тіл правильної геометричної форми (кубики, циліндри, плоскі диски тощо) дослідні значення ζ не піддаються точному узагальненню емпіричними формулами; ряд чисельних значень приведений в технічних довідниках.

З деяким наближенням можна розрахувати значення ζ для часток неправильної геометричної форми за наведеними вище формулами для кулястих частинок за допомогою коефіцієнта сферичності φ_c , який являє собою відношення поверхні кулі, рівновеликого частинці неправильної форми S_e , до дійсної поверхні цієї частинки S_q , тобто [6]:

$$\varphi_c = S_e / S_q. \quad (12)$$

де: φ_c – коефіцієнта сферичності.

Якщо об'єм частинки неправильної форми дорівнює V_q , то [6]:

$$S_e = \pi \cdot \left(\sqrt{\frac{6 \cdot V_q}{\pi}} \right)^2 = 4,87 \cdot V_q^{2/3}. \quad (13)$$

Величину S_q дуже рідко можна виміряти напряму, тому вона найчастіше визначається експериментально шляхом зіставлення перепадів тиску при ламінарному русі рідини через нерухомі шари сферичних та досліджуваних частинок. Тому коефіцієнт сферичності приймається із довідкової літератури. Коефіцієнти сферичності частинок циліндричної форми для діапазону $h=(1/2) \cdot d \dots (1/30) \cdot d$ наведені в [7]. Їх можна апроксимувати виразом:

$$\varphi_c = (0,2233 \cdot \ln(a) + 0,9869) \text{ при } R^2=0,9993. \quad (14)$$

де: a – множник в межах від 1/2 до 1/30.

Для ламінарного режиму коефіцієнт опору несферичної частинки становить [6]:

$$\zeta = \frac{28,47}{\text{Re}_e \cdot \lg\left(\frac{\varphi_c}{0,065}\right)}. \quad (15)$$

де: Re_e – еквівалентний критерій Рейнольдса.

Еквівалентний критерій Рейнольдса визначається як:

$$\text{Re}_e = \frac{\rho_p d_e v_{oc}}{\mu_p}, \quad (16)$$

де: d_e – еквівалентний діаметр рівновеликої кулі, м; встановлюється із виразу [6]:

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot V}{\pi}}. \quad (17)$$

Для турбулентного режиму коефіцієнт опору несферичної частинки визначається як [6]:

$$\zeta = 5,31 - 4,87 \cdot \varphi_c. \quad (18)$$

В області перехідного режиму для несферичних частинок рекомендуються використовувати значення ζ , наведені [6], які можна апроксимувати виразом:

$$\zeta = 19,848 \cdot \text{Re}_e^{-0,3858} \text{ при } R^2=0,899. \quad (19)$$

Однак на практиці формулою (6) скористатись важко, оскільки в її склад входить коефіцієнт опору, який залежить від числа Рейнольдса і режиму руху частинки. В той же час, режим руху частинки і число Рейнольдса, в свою чергу, залежать від швидкості осадження.

Тому **метою наших досліджень** є розробка такої математичної моделі осадження пластинок водного розчину цитрату калію, яка дозволить встановити та оптимізувати швидкість і час їх осадження.

Результати досліджень. В зв'язку із труднощами застосування формули (6), осадження частинок в товщі рідини доцільно розглянути в динаміці.

Згідно [3], рівняння руху частинки в товщі рідини можна записати через систему диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} m_{\text{ч}} \frac{dv_{\text{ч}}}{dt} = P_o - (P_g - P_A) \\ \frac{dl_{\text{к}}}{dt} = v_{\text{ч}} \end{cases} \quad (20)$$

де: $l_{\text{к}}$ – довжина каналу (відстань, що проходить частинка при осадженні в товщі біодизеля), м.

Підставивши в вираз (20) формули (3) і (4), отримаємо систему диференціальних рівнянь, яка описує осадження частинок в товщі нерухомої рідини, яка розміщена в каналі діаметром $D_{\text{к}}$:

$$\begin{cases} \frac{dv_{\text{ч}}}{dt} = \frac{\zeta \cdot S_{\text{ч}} \cdot \rho_p \cdot v_{\text{ч}}^2 \cdot \left(1 - \left(\frac{d_{\text{ч}}}{D_{\text{к}}}\right)^2\right)}{2 \cdot m_{\text{ч}}} - \frac{V_{\text{ч}} \cdot g \cdot (\rho_{\text{ч}} - \rho_p)}{m_{\text{ч}}} \\ \frac{dl_{\text{к}}}{dt} = v_{\text{ч}} \end{cases} \quad (21)$$

У випадку руху рідини необхідно також враховувати дію на частинку двох бокових сил: P_1 , що викликається наявністю градієнта швидкості потоку, і сили Магнуса P_2 .

Шляхом вирішення системи рівнянь (21), отримана динаміка зміни в часі швидкості осадження частинки, її числа Рейнольдса та час осадження.

Динаміка зміни швидкості осадження пластинок водного розчину цитрату калію в часі наведена на рис. 1. Як видно із табл. 1, пластинки з діаметром від 10 мкм до 100 мкм осаджуються в ламінарному режимі, оскільки $\text{Re} < 2$.

1. Показники осадження пластинок водного розчину цитрату калію в товщі біодизеля

Показник	Діаметр пластинки, мкм		
	10	50	100
Re	$2,39 \cdot 10^{-13}$	$7,47 \cdot 10^{-10}$	$2,39 \cdot 10^{-8}$
v_{oc} , м/с	$3,125 \cdot 10^{-7}$	$7,82 \cdot 10^{-6}$	$3,125 \cdot 10^{-5}$
t_{oc}^* , діб	37	1,48	0,37

*час осадження пластинок цитрату калію в товщі біодизеля висотою 1 м.

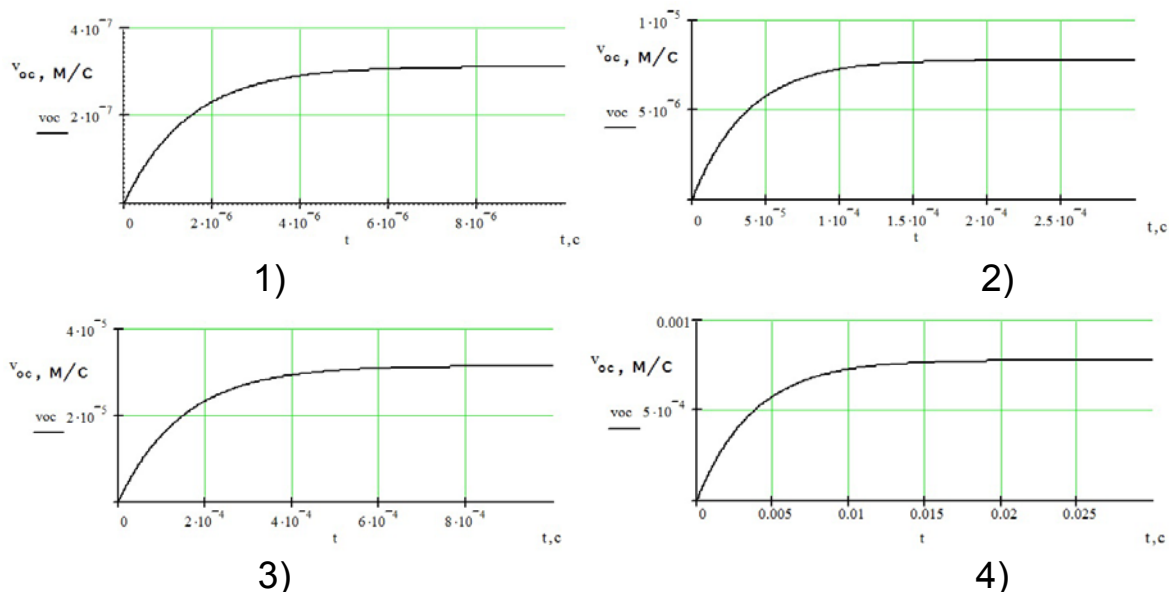


Рис. 1. Швидкість осадження пластинок (відношення висоти до діаметра 1/10) водного розчину цитрату калію в товщі біодизеля при діаметрі пластинки: 1 – 10 мкм; 2 – 50 мкм; 3 – 100 мкм; 4 – 500 мкм.

Швидкість осадження пластинок водного розчину цитрату калію зростає поступово, як видно із рис. 1. Після зупинки мішалки сила тяжіння, що діє на пластинку, поступово починає перевищувати архімедову силу і силу опору, при цьому швидкість осадження зростає по закону, близькому до лінійного. Однак починаючи з деякого моменту часу в зв'язку із зростанням сили опору прискорення пластинки уповільнюється і в певний момент, коли сила тяжіння урівноважується архімедовою силою і силою опору, швидкість осадження стабілізується. Якби пластини водного розчину цитрату калію зберігали той розмір, який вони утворюють при нейтралізації біодизеля водним розчином лимонної кислоти (0,5–1,5 мм), час осадження в товщі біодизеля висотою 1 м займав би від 2 до 20 хв. Однак при нейтралізації утворені пластинки розбиваються механічною мішалкою на дрібніші, час осадження яких суттєво зростає. І якщо час осадження пластинок діаметром 100 мкм становить близько 10 год, то вже пластинки діаметром 50 мкм осаджуються протягом 1,5 діб, а діаметром 10 мкм – до 40 діб.

Ситуація ускладнюється тим, що існує широка полідисперсність частинок водного розчину цитрату калію в біодизелі після його нейтралізації, що призводить до неповного його очищення від гідроксиду калію.

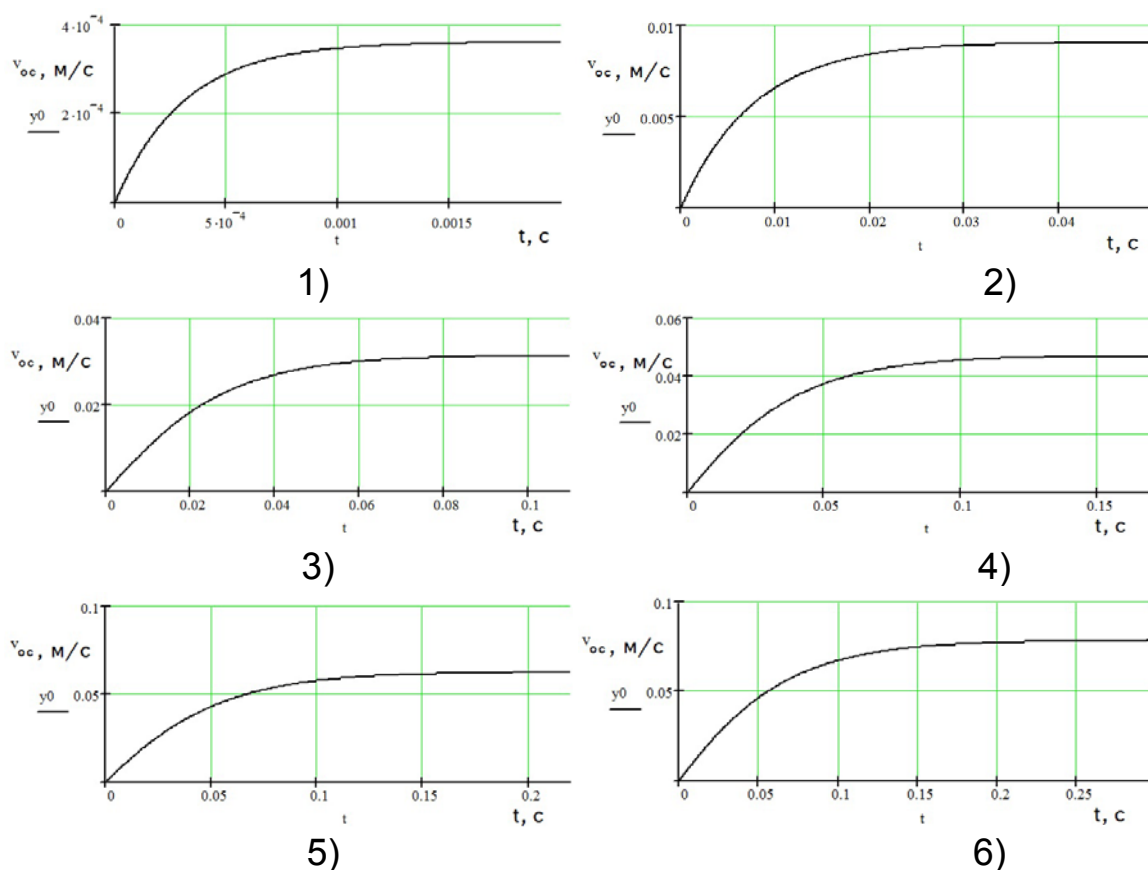


Рис. 2. Швидкість осадження в товщі біодизеля краплин води при їх діаметрі: 1 – 100 мкм; 2 – 500 мкм; 3 – 1000 мкм; 4 – 1500 мкм; 5 – 2000 мкм; 6 – 2500 мкм.

Одним із способів підвищення ефективності очищення біодизеля є промивання його водою шляхом розбризкування її над поверхнею біодизеля із наступним рухом краплин води до дна місткості.

2. Показники осадження краплин води в товщі біодизеля

Показник	Діаметр пластинки, мкм					
	100	500	1000	1500	2000	2500
Re	$3,2 \cdot 10^{-6}$	0,01	0,24	0,8	1,9	3,7
v_{oc} , м/с	$3,6 \cdot 10^{-4}$	$9,1 \cdot 10^{-3}$	0,031	0,047	0,062	0,078
t_{oc}^* , хв.	46,3	1,8	0,54	0,35	0,27	0,21

*час осадження краплин води в товщі біодизеля висотою 1 м.

Під час руху, краплини рідини з'єднуються із пластинками забруднювачів, і захоплюють їх із собою. Динаміка зміни швидкості

осадження краплин води в часі при відсутності початкової швидкості наведена на рис. 2. Як видно із табл. 2, краплини з діаметром від 2 мм осаджуються в ламінарному режимі ($Re < 2$), при збільшенні діаметра краплин понад 2000 мкм їх осадження здійснюється в перехідному режимі.

Механізм дій сил тяжіння, Архімеда і опору на краплину аналогічний до дій цих сил на пластинку циліндричної форми, що описаний вище.

Висновки

1. Час осадження пластинок водного розчину цитрату калію при очищенні біодизеля від каталізатора може становити від 0,5 до 40 діб. Тому для пришвидшення цього процесу рекомендується розпилювати в товщі біодизеля краплини води, які приєднують до себе частинки забруднювача і транспортують їх до дна реактора.

2. Починаючи із діаметра краплин води 1 мм подальше збільшення їх дисперсності суттєво не впливає на швидкість осадження. Тому бажано промивати біодизель шляхом розпилювання в ньому краплин води діаметром 0,5–1 мм. Швидкість осадження таких краплин не перевищує 2 хв. При зменшенні дисперсності краплин швидкість їх осадження суттєво зростає.

Список літератури

1. Поліщук В. М. Застосування біопалив для дизельних двигунів / В. М. Поліщук, С. В. Драгнєв, І. І. Убоженко, М. Ю. Павленко, О. В. Поліщук // Науковий вісник Національного аграрного університету. – К., 2008. – Вип. 125. – С. 315–319.
2. Поліщук В. М. Технології виробництва біодизеля (огляд) / В. М. Поліщук, С. Є. Тарасенко, І. Д. Гуменюк, М. М. Яструб, О. В. Поліщук // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2010. – Вип. 144, ч. 3. – С. 354–359.
3. Зуев Ф. Г. Пневматическое транспортирование на зерноперерабатывающих предприятиях / Ф. Г. Зуев. – М.: Колос, 1976. – 344 с.
4. Шалугін В. С. Процеси та апарати промислових технологій / В. С. Шалугін, В. М. Шмандій. – К: Центр учбової літератури, 2008. – 392 с.
5. Ветошкин А. Г. Теоретические основы защиты окружающей среды / А. Г. Ветошкин. – Пенза: Изд-во ПГАСА, 2002. – 290 с.
6. Гальперин Н. И. Основные процессы и аппараты химической технологии / Н. И. Гальперин. – В двух книгах. – М.: Химия, 1981. – 812 с.
7. Свойства сыпучих материалов // Prosushka.ru / 2016 / Режим допуска к журн.: <http://www.prosushka.ru/53-svojstva-sypuchix-materialov.html>. Дата допуска: 10/01/2016.

References

1. Polishchuk, V. M., Drahnyev, S. V., Ubozhenko, I. I., Pavlenko, M. Yu., Polishchuk, O. V. (2008). Zastosuvannya biopalyv dlya dyzel'nykh dyvuhuniv [Application of biofuels for diesel engines]. Scientific Bulletin of National Agrarian University, K., Vyp. 125, 315–319.
2. Polishchuk, V. M., Tarasenko, S. Ye., Humenyuk, I. D., Yastrub, M. M., Polishchuk, O. V. (2010). Tekhnolohiyi vyrobnytstva biodyzelya (ohlyad) [Technology

of biodiesel production (review)]. Scientific Bulletin of National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Series: machinery and energetics AIC, K., Vyp. 144, ch. 3, 354–359.

3. Zuev, F. H. (1976). Pnevmatycheskoe transportyrovanye na zernopererabativayushchykh predpriyatiyakh [Pneumatic transport on grain-processing enterprises]. M.: Kolos, 344.

4. Shaluhin, V. S., Shmandiy, V. M. (2008). Protsesy ta aparaty promyslovykh tekhnolohiy [Processes and devices of industrial technologies]. K: Tsentr uchbovoyi literatury, 392.

5. Vetoshkyn, A. H. (2002). Teoretycheskiye osnovy zashchyti okruzhayushchey sredi [Theoretical bases of environmental protection]. Penza: Yzd-vo PHASA, 290.

6. Hal'peryn, N. Y. (1981). Osnovnie protsessy i apparaty khymycheskoy tekhnolohyy [Basic processes and devices of chemical technology]. M.: Khymyya, 812.

7. Svoystva sipuchykh materiyalov [Properties of bulk materials]. Prosushka.ru. (2016). Rezhym dopuska k zhurn.: <http://www.prosushka.ru/53-svoystva-sypuchix-materialov.html>. Data dopuska: 10/01/2016.

НАУЧНЫЕ ОСНОВЫ АЭРОЗОЛЬНОГО ОЧИСТКИ БИОДИЗЕЛЯ

В. Н. Полищук, С. Е. Тарасенко

Аннотация. Установлена необходимость удаления после нейтрализации с дизельного биотоплива цитрата калия путем водой промывки и осаждения образованных пластинок. Определены силы, которые оказывают влияние на частицу в слое биодизеля и проведено моделирование движения этой частицы при ее медленном осаждении. Рассмотрена математическая модель осаждения пластинок цитрата калия и установлена динамика скорости их движения. Установлена экспозиция их осаждения. Определены рациональные размеры капель воды для промывки биодизеля.

Время осаждения пластинок водного раствора цитрата калия при очистке биодизеля от катализатора может составлять от 0,5 до 40 суток. Поэтому для ускорения этого процесса рекомендуется распылять в толще биодизеля капли воды, которые присоединяют к себе частицы загрязнителя и транспортируют их до дна реактора.

Начиная с диаметра капель воды 1 мм дальнейшее увеличение их дисперсности существенно не влияет на скорость осаждения. Поэтому желательно промывать биодизель путем распыления в нем капель воды диаметром 0,5-1 мм. Скорость осаждения таких капель не превышает 2 мин. При уменьшении дисперсности капель скорость их осаждения возрастает.

Ключевые слова: критерий Рейнольдса, нейтрализация, биодизель, цитрат калия, капли, скорость осаждения

SCIENTIFIC BASIS OF AEROSOL BIODIESEL PURIFICATION

V. M. Polischuk, S. Ye. Tarasenko

Abstract. Determining the need for removal of biodiesel after neutralization salts citric acid by washing it with subsequent deposition of

these salts plates. The established forces acting on the particle in the bulk liquid and mathematical modeling of the velocity of the particle during its deposition. Considered the dynamics of deposition plates aqueous solution of potassium citrate and water droplets in the bulk of biodiesel. Chosen their deposition. Rational size droplets of water for washing biodiesel.

The deposition time records of an aqueous solution of potassium citrate in the purification of biodiesel from the catalyst may be from 0.5 to 40 days. Therefore, to accelerate this process, it is recommended to spray in the thickness of the biodiesel drops of water that are attached to the particles of pollutant and transport them to the bottom of the reactor. Since the diameter of water droplets of 1 mm to further increase their dispersion does not significantly affect the deposition rate. Therefore, it is desirable to wash the biodiesel by spraying it water droplets with a diameter of 0.5-1 mm. the Rate of deposition of such droplets does not exceed 2 min with a decrease of the dispersity of the droplets, the rate of deposition increases.

Keywords: reynolds, neutralization, biodiesel engine, potassium citrate, drops, rate of sedimentation

УДК 631.348:662.767.2

АНАЛІЗ ТИПІВ РОЗПИЛЮВАЧІВ ДЛЯ АЕРОЗОЛЬНОГО ПРОМИВАННЯ БІОДИЗЕЛЯ

В. М. Поліщук, кандидат технічних наук

Н. І. Козак, інженер

e-mail: polischuk.v.m@gmail.com

Анотація. Обґрунтована необхідність очищення біодизеля від лужного каталізатора, яке може проводитись його шляхом аерозольного промивання. Проведений аналіз можливості використання відомих типів розпилювачів для аерозольного промивання біодизеля. Встановлено, що для розпилення води над шаром біодизеля в реакторі найбільш доцільно застосовувати відцентрові повноконусні розпилювачі.

Вироблений за традиційною технологією біодизель містить лужний каталізатор, який негативно впливає на сам двигун. Для звільнення біодизеля від каталізатора проводиться його нейтралізація слабким водним розчином лимонної кислоти, в результаті чого утворюються солі кальцію, дрібні пластинки яких (діаметром до 100 мкм) осаджуються досить довгий час (10 год. і більше залежно від діаметру пластинки). Для звільнення біодизеля

© В. М. Поліщук, Н. І. Козак, 2016

these salts plates. The established forces acting on the particle in the bulk liquid and mathematical modeling of the velocity of the particle during its deposition. Considered the dynamics of deposition plates aqueous solution of potassium citrate and water droplets in the bulk of biodiesel. Chosen their deposition. Rational size droplets of water for washing biodiesel.

The deposition time records of an aqueous solution of potassium citrate in the purification of biodiesel from the catalyst may be from 0.5 to 40 days. Therefore, to accelerate this process, it is recommended to spray in the thickness of the biodiesel drops of water that are attached to the particles of pollutant and transport them to the bottom of the reactor. Since the diameter of water droplets of 1 mm to further increase their dispersion does not significantly affect the deposition rate. Therefore, it is desirable to wash the biodiesel by spraying it water droplets with a diameter of 0.5-1 mm. the Rate of deposition of such droplets does not exceed 2 min with a decrease of the dispersity of the droplets, the rate of deposition increases.

Keywords: reynolds, neutralization, biodiesel engine, potassium citrate, drops, rate of sedimentation

УДК 631.348:662.767.2

АНАЛІЗ ТИПІВ РОЗПИЛЮВАЧІВ ДЛЯ АЕРОЗОЛЬНОГО ПРОМИВАННЯ БІОДИЗЕЛЯ

В. М. Поліщук, кандидат технічних наук

Н. І. Козак, інженер

e-mail: polischuk.v.m@gmail.com

Анотація. Обґрунтована необхідність очищення біодизеля від лужного каталізатора, яке може проводитись його шляхом аерозольного промивання. Проведений аналіз можливості використання відомих типів розпилювачів для аерозольного промивання біодизеля. Встановлено, що для розпилення води над шаром біодизеля в реакторі найбільш доцільно застосовувати відцентрові повноконусні розпилювачі.

Вироблений за традиційною технологією біодизель містить лужний каталізатор, який негативно впливає на сам двигун. Для звільнення біодизеля від каталізатора проводиться його нейтралізація слабким водним розчином лимонної кислоти, в результаті чого утворюються солі кальцію, дрібні пластинки яких (діаметром до 100 мкм) осаджуються досить довгий час (10 год. і більше залежно від діаметру пластинки). Для звільнення біодизеля

© В. М. Поліщук, Н. І. Козак, 2016

від солей калію проводиться його аерозольне промивання. Для цього використовується система розпилювачів, розміщених над шаром біодизеля, через які відбувається розбризгування води з утворенням краплин і їх рухом через шар метилового ефіру. При цьому краплини води захоплюють дрібні пластинки цитрату калію і виносять їх із шару біодизеля.

Для аерозольного промивання біодизеля найбільш доцільно застосовувати відцентрові повноконусні розпилювачі.

Використання одного розпилювача для покриття всієї площі біодизеля в реакторі недоцільно через здорожчання всієї конструкції. Рекомендується розміщувати радіально декілька розпилювачів із забезпеченням певного перекривання їх факелів розпилу.

Ключові слова: *біодизель, розпилювач, тиск, лимонна кислота, нейтралізація, факел розпилу*

Постановка проблеми. Вироблений за традиційною технологією біодизель містить лужний каталізатор, який негативно впливає на сам двигун [1]. Для звільнення біодизеля від каталізатора проводиться його нейтралізація слабким водним розчином лимонної кислоти [2], в результаті чого утворюються солі кальцію, дрібні пластинки яких (діаметром до 100 мкм) осаджуються досить довгий час (10 год. і більше залежно від діаметру пластинки) [3]. Для звільнення біодизеля від солей калію проводиться його аерозольне промивання. Для цього використовується система розпилювачів, розміщених над шаром біодизеля, через які відбувається розбризгування води з утворенням краплин і їх рухом через шар метилового ефіру. При цьому краплини води захоплюють дрібні пластинки цитрату калію і виносять їх із шару біодизеля [4].

Однак біодизельне виробництво з'явилося порівняно недавно, тому промисловість не випускає спеціальні розпилювачі для цих цілей. Доводиться користуватись розпилювачами, що випускаються для інших цілей, наприклад, для пожежегасіння, чи механізації захисту рослин. Однак існує велика різноманітність типів розпилювачів, які добре підходять для цілей, під які вони конструювались, і можуть бути непридатними для аерозольного очищення біодизеля.

Тому **метою** наших **досліджень** є аналіз типів розпилювачів і вибір придатних для застосування для аерозольного промивання біодизеля.

Результати досліджень. Усі показники якості розпилювання значною мірою залежать від типу, параметрів і режимів роботи розпилювачів. Існує багато різновидів розпилювачів: струменеві,

відцентрові, пневматичні, механічні, електродинамічні, комбіновані.

Технологія виробництва розпилювачів складна і потребує високої точності, тому спеціалізуються на цьому крупні фірми, такі як "Spraying Systems", "Делаван" (США), "Демарке" (Франція), "Lechler" (Німеччина), "Lurmark" (Великобританія).

Струменеві (гідравлічні) розпилювачі найбільш прості в конструктивному оформленні і являють собою циліндричну трубку, із якої під тиском витікає струмінь рідини, що потім розпадається на краплини і утворює факел розпилу [5]. В техніці розпилювання найбільш розповсюджені плоскоструменеві щілинні розпилювачі (рис. 1), які забезпечують розпилення краплин широкого спектру дисперсності з кутом розкриття факелу розпилу від 40° до 110° [6].

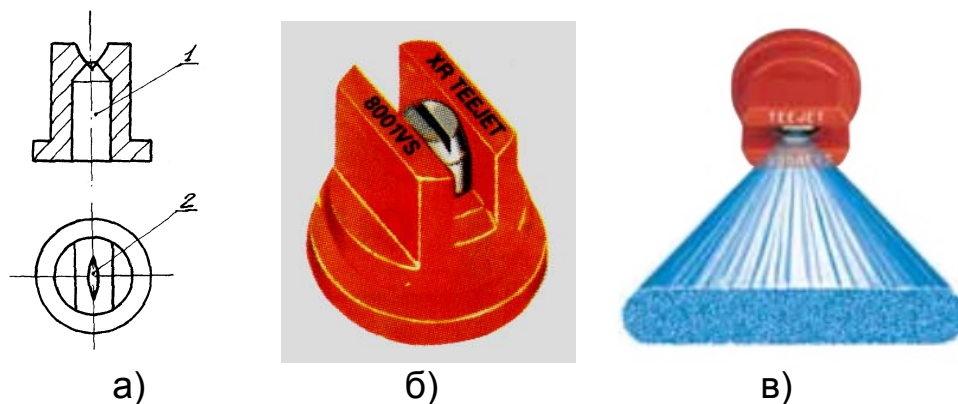


Рис. 1. Щілинний плоскоструменевий розпилювач [6]: а) – схематичне зображення; 1 – вхідний канал; 2 – щілина; б) – загальний вигляд; в) – схема дисперсності факелу розпилу.

До групи гідравлічних відносяться також дефлекторні розпилювачі (рис. 2), де щілина замінена похилою площиною, яка буває постійно закріпленою чи змінною, і достатньо віддалена від вихідного отвору циліндричної трубки. За їх допомогою одержують грубокраплинне розпилення робочої рідини [7].

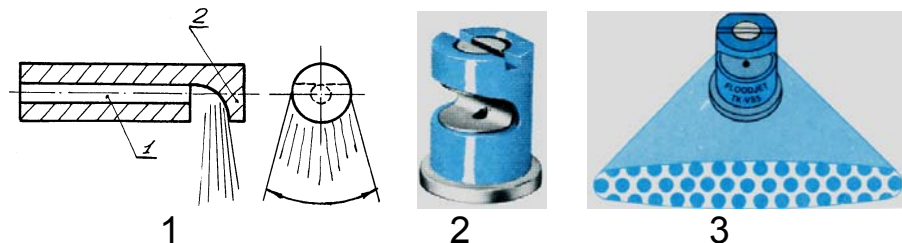


Рис. 2. Дефлекторний розпилювач [6]: 1 – схематичне зображення; 2 – загальний вигляд; 3 – схема дисперсності факелу розпилу.

Як плоскоструменеві щілинні, так і дефлекторні розпилювачі, мають факел розпилу в вигляді плоскої щілини. Такі розпилювачі

зручно застосовувати в обприскувачах для захисту сільськогосподарських культур від хвороб і шкідників, однак дана форма факелу розпилу не дозволяє їх використовувати в циліндричних біодизельних реакторах, оскільки для забезпечення повного перекриття дзеркала біодизеля в реакторі необхідно встановити багато таких розпилювачів.

Пневматичні розпилювачі (рис. 3,а) відрізняються тим, що рідина в них подрібнюється під дією повітря, яке подається під тиском [8]. Пневматичні розпилювачі дозволяють отримувати більш тонкий розпил робочої рідини, в порівнянні з гідравлічними і відцентровими, що дає можливість скорочувати норму її витрати. Вони прості і надійні в експлуатації, однак потребують окремого підведення рідини і повітря, мають дуже великий коефіцієнт полідисперсності – 5,5–9,0, незначний діапазон регулювання розміру краплин і низьку якість розпилення при малих нормах витрати рідини. Це обумовлено тим, що в даних розпилювачах для якісного розпилювання обов'язковою умовою є подача рідини під високим тиском. Однак при малих нормах витрати робочої рідини це зробити неможливо, оскільки для цього необхідно ставити шайбу з дуже малим діаметром отвору, який буде постійно забиватись [7].

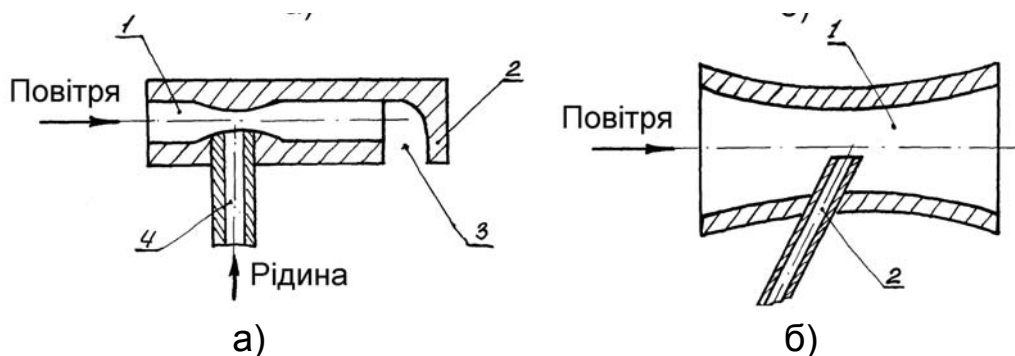


Рис. 3. Схематичне зображення пневматичного розпилювача: а) – щілинного: 1 – канал для підведення повітря; 2 – відбиваюча поверхня; 3 – щілинний отвір; 4 – канал для введення рідини; б) – типу сопла Вентурі: 1 – сопло Вентурі; 2 – канал для підведення рідини.

Деякі із цих недоліків усунуті в розпилювачі (рис. 3,б), в якому рідина за рахунок інжекції захоплюється повітряним потоком в трубці, після чого подається в кільцеву камеру, де отримує обертовий рух. За рахунок відцентрової сили і тиску повітряного потоку рідина розподіляється у вигляді тонкої плівки на плівкоутворюючій поверхні і рухається до її кромки, де і відбувається розпилення. За рахунок того, що плівка рідини має приблизно однакову товщину по всьому периметру кромки і її розпилення

відбувається при однаковій швидкості повітряного потоку, створюються умови для утворення розпилу з невеликою полідисперсністю краплин [9]. Використання пневматичних розпилювачів для аерозольного промивання біодизеля обмежується необхідністю наявності пневматичної мережі від компресора, або забезпечення індивідуального компресора для кожного розпилювача.

В механічних (роторних) розпилювачах (рис. 4) плівка рідини, що утворюється при обертанні ротора, стікає з його кромки і стає нестійкою. При цьому вона розпадається. Привод розпилюючого елемента може здійснюватись електродвигуном, гнучким валом від загального приводу і енергією повітряного потоку, в якому він знаходиться. Розпилюючі елементи роторного розпилювача можуть являти собою обертальний циліндричний барабан з отворами, усічений конус, диск, пакет хвилястих (гофрованих) дисків.

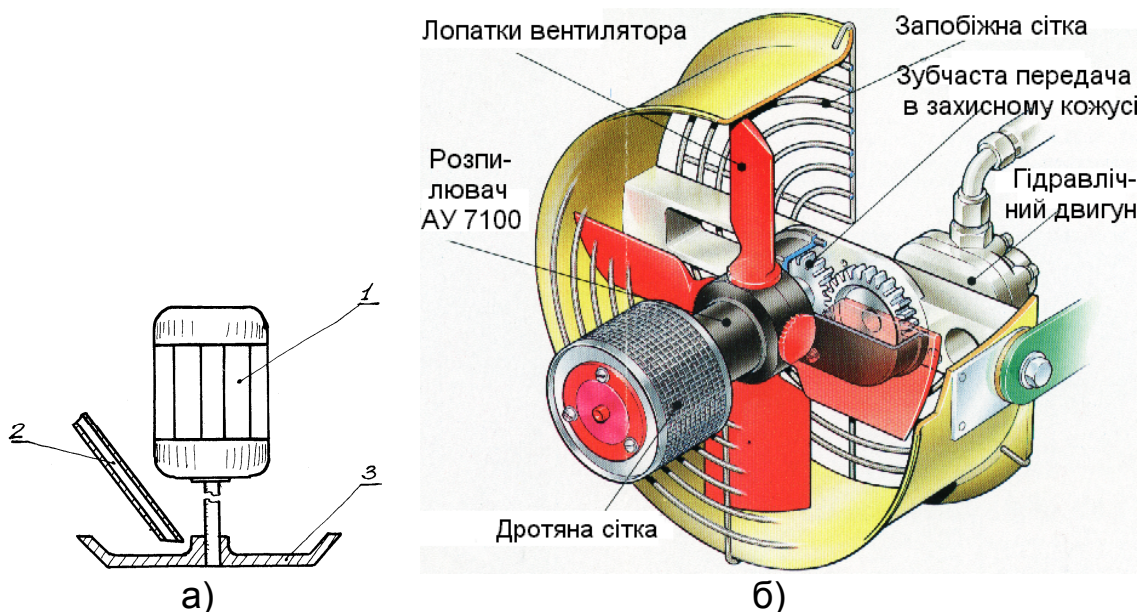


Рис. 4. Механічні (роторні) розпилювачі: а) – схематичне зображення дискового розпилювача; 1 – вал; 2 – трубка для подачі рідини; 3 – диск; б) – вигляд роторного барабанного розпилювача АУ-7100 фірми "Micronair" [<http://kokshetau.online.kz/aspan/aspan.htm>].

Серед роторних розпилювачів найбільшого поширення набули дискові розпилювальні елементи, в яких рідина отримує енергію внаслідок тертя об швидко-обертальний робочий елемент (диск). Одержуючи разом з робочим диском обертальний рух, рідина під дією відцентрових сил зривається з розпилювача і внаслідок дії опору повітря подрібнюється на краплини. Таким чином, у розпилювачах цього типу дозування рідини і її розпилення не пов'язані між собою, що дозволяє отримувати якісне розпилення при

подачі рідини на диск під низьким тиском. Цим забезпечується можливість в два і більше разів знизити витрату рідини порівняно з гідравлічними розпилювачами при однаковому дозувальному отворі [7]. Крім того, дискові розпилювачі забезпечують можливість регулювання дисперсності краплин у межах 40-400 мкм шляхом зміни частоти обертання дисків. Для дискових розпилювачів чітко проглядається тенденція використання великих частот обертання диску (200-300 об/с) при колових швидкостях 90-150 м/с [10]. Роторні розпилювачі не засмічуються, дають можливість змінювати продуктивність і дисперсність розпилу, процес розпилення рідини не потребує подачі її під тиском, що дозволяє відмовитись від насосів високого тиску. Однак вони при незначному відхиленні від монодисперсного режиму роботи утворюють багато дрібних краплин-супутників розміром до 50 мкм. Крім того, електродвигуни розпилювачів необхідно захищати від краплин, які утворюються при розпилюванні. Для аерозольного промивання біодизеля роторні розпилювачі малопридатні внаслідок своєї складності і дороговизни.

В відцентрових розпилювачах рідина, що рухається під тиском, закручується в завихрювачі з тангенційно розміщеним каналом (рис. 5,а) (вісь каналів перпендикулярна або розміщена під кутом до осі форсунки, але не пересікається із нею) і за рахунок інтенсивного обертового руху в камері потрапляє в сопло, на виході із якого розпадається на дрібні краплини, при цьому приймаючи форму порожнистого конусу. Для утворення такого факелу рідина в форсунку підводиться під тиском 300–1000 кПа. Діапазон зміни тиску залежить головним чином від необхідної дисперсності розпилу, фізичних властивостей рідини і розмірів дозуючих елементів. Через високий тиск рідини на вході у відцентровий розпилювач розміри її сопла і тангенційних каналів звичайно знаходяться в межах 0,5–3,0 мм [5].

Відцентрові порожнистоконусні розпилювачі серії TR, ITR випускає фірма "Lechler", Hollow cone – фірма "Lurmark", 1299 – фірма "Hardi". Фірма "Spraying Systems" випускає відцентрові розпилювачі "ConeJet" і "Disc and Core". Порожнистоконусний розпилювач "ConeJet" (рис. 5,б,в) нерозбірний, розрахований на робочий тиск до 20 бар. Розпилювач "Disc and Core" (рис. 5,е) розбирається, що дає змогу змінювати тип турбулізатора, завдяки чому він може забезпечувати як порожнистоконусний (рис. 5,г), так і повноконусний (рис. 5,д) факел розпилу. Він розрахований на робочий тиск до 20 бар. Кут розпилу варіюється в межах 30–60° [6].

В техніці пожежогасіння застосовуються дренчерні відцентрові розпилювачі, які утворюють два порожнистоконусних факела, що знаходяться один в одному, при цьому внутрішній факел з кутом

розпилю близько 60° має середньоарифметичний діаметр крапель не більше 100 мкм, а зовнішній з кутом розпилю близько 90° – не більше 200 мкм. Це дозволяє більш ефективно гасити пожежі [11].

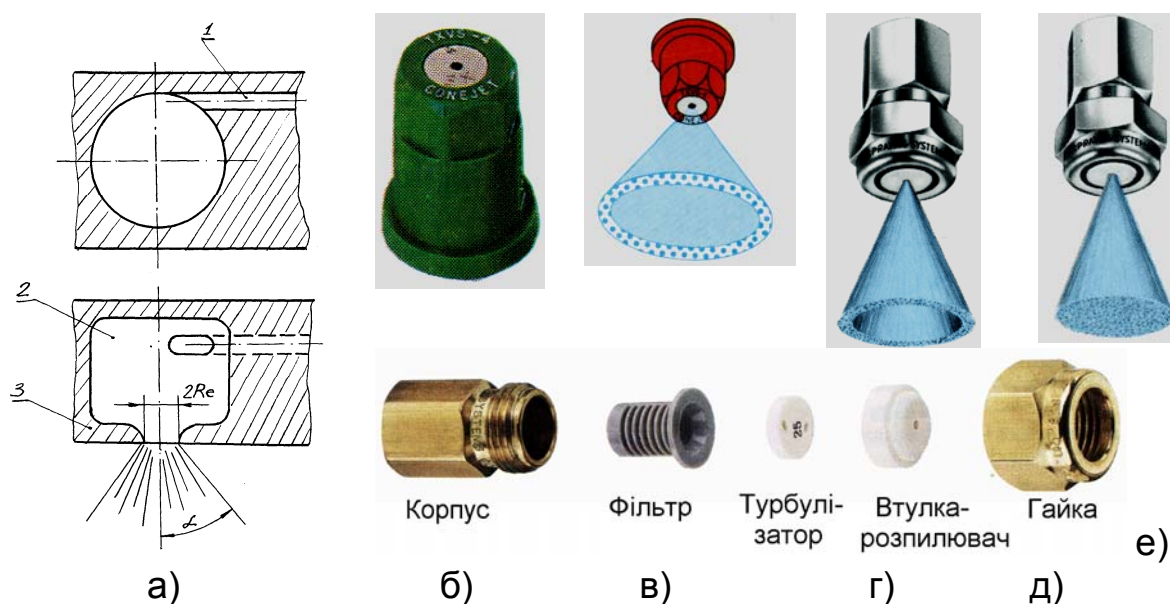


Рис. 5. Відцентровий розпилювач [6]: а) – схематичне зображення: 1 – тангенційний вхідний канал; 2 – камера закручування; 3 – сопло; б) – загальний вигляд розпилювача "ConeJet"; в) – схема дисперсності факелу розпилювача "ConeJet"; г) – схема дисперсності факелу розпилювача "Disc and Core" з порожнистоконусним факелом розпилю; д) – схема дисперсності факелу розпилювача "Disc and Core" з повноконусним факелом розпилю; е) – будова розпилювача "Disc and Core".

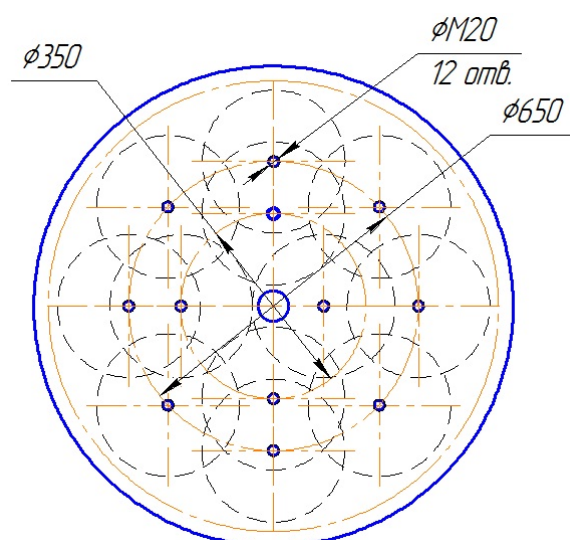


Рис. 6. Схема розташування відцентрових повноконусних розпилювачів на кришці біодизельного реактора із зображенням їх факелу розпилю.

Порожнистоконусні відцентрові розпилювачі не дозволяють забезпечити повного перекриття краплинами дзеркала біодизеля в реакторі. Натомість, відцентрові повноконусні розпилювачі забезпечують найбільш ефективне перекривання розпиленими краплинами дзеркала біодизеля в реакторі порівняно із вищерозглянутими типами розпилювачів. При цьому використання одного розпилювача для покриття всієї площі біодизеля в реакторі проблематично, оскільки існуючі розпилювачі мають малий факел розпилу, що вимагає збільшення висоти реактора, а отже і здорожчання всієї конструкції. Більш доцільно розміщувати радіально декілька розпилювачів із забезпеченням певного перекривання їх факелів розпилу, як показано на рис. 6.

Висновки

1. Для аерозольного промивання біодизеля найбільш доцільно застосовувати відцентрові повноконусні розпилювачі.

2. Використання одного розпилювача для покриття всієї площі біодизеля в реакторі недоцільно через здорожчання всієї конструкції. Рекомендується розміщувати радіально декілька розпилювачів із забезпеченням певного перекривання їх факелів розпилу.

Список літератури

1. Дубровін В. О. Дизельні палива із відновлюваних ресурсів / В. О. Дубровін, В. Г. Мироненко, В. М. Поліщук // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування. – К., 2012. – Вип. 174, ч. 2. – С. 32–35.
2. Поліщук О. В. Дослідження впливу частоти обертання валу мішалки на лужність дизельного біопалива при його очищенні / О. В. Поліщук // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2014. – Вип. 196, ч. 3. – С. 172–177.
3. Polishchuk A. Theoretical foundation of biodiesel flushing / A. Polishchuk, S. Drahnev, V. Polishchuk // Mechanization in agriculture. – Bulgaria, 2015. – Year LXI, Issue 12. – С. 39–41.
4. Полищук Алексей. Определение эффективности нейтрализации биодизеля путем распыления водного раствора лимонной кислоты / Алексей Полищук, Наталья Козак, Виктор Полищук // MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. – Lublin-Rzeszow, 2015. – Vol. 17, No 3. – С. 202–207.
5. Распыливание жидкостей / [В. А. Бородин, Ю. Ф. Дитякин, Л. А. Клячко, В. И. Ягодкин]. – М.: Машиностроение, 1967. – 263 с.
6. TeeJet Technologies: Katalog-51RU. – Spraying Systems Co. – 146 с.
7. Поліщук В. М. Аналіз сучасних технічних засобів для забезпечення якісного обприскування польових культур і обґрунтування перспектив їх розвитку / В. М. Поліщук // Вісник Житомирського інженерно-технологічного інституту. – Житомир, 2000. – № 12. – С. 117–124.
8. Барановський О. Сучасні та перспективні розпилювачі штангових обприскувачів / О. Барановський // Пропозиція. – 2003. – №1. – С. 86–88.
9. Барановский А. С. Исследование экспериментального пневматического распылителя жидкости / А. С. Барановский // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – К.: Урожай, 1987. – Вып. 66. – С. 31–35.

10. *Церуашвили Г. Е.* Влияние окружной скорости дисковых распылителей с ненаправленным движением жидкости на ее дисперсность / *Г. Е. Церуашвили, А. А. Рамишвили* // Сборник статей по механизации технологических процессов защиты растений / ВИЗР. – Л., 1970. – С. 49–57.
11. *Распылитель* центробежный РЦ-180. Пособие по применению. – ЗАО "ПО "Спецавтоматика", 2005. – 7 с.

References

1. *Dubrovin, V. O., Myronenko, V. H., Polishchuk, V. M.* (2012). Dyzel'ni palyva iz vidnovlyuvanykh resursiv [Diesel fuel from renewable resources]. Scientific Bulletin of National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Series: machinery and energetics AIC. K., Vyp. 174, ch. 2, 32–35.
2. *Polishchuk, O. V.* (2014). Doslidzhennya vplyvu chastoty obertannya valu mishalky na luzhnist' dyzel'noho biopalyva pry yoho ochyshchenni [Research of influence of frequency of rotation of the stirrer shaft on alkalinity of biodiesel when it is cleaned]. Scientific Bulletin of National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Series: machinery and energetics AIC. K., Vyp. 196, ch. 3, 172–177.
3. *Polishchuk, A., Drahnev, S., Polishchuk, V.* (2015). Theoretical foundation of biodiesel flushing. Mechanization in agriculture, Bulgaria, Year LXI, Issue 12, 39–41.
4. *Polyshchuk Aleksey, Kozak Natal'ya, Polyshchuk Vyktor.* (2015). Opreddenye effektivnosti neytralizatsyy byodyzelya putem raspilenyya vodnoho rastvora lymonnoy kysloti [Determination of the effectiveness of the neutralization of the biodiesel by spraying an aqueous solution of citric acid]. MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture, Lublin-Rzeszow, Vol. 17, No 3, 202–207.
5. *Borodyn, V. A., Dytyakyn, Yu. F., Klyachko, L. A., Yahodkyn, V. Y.* (1967). Raspilyvanye zhydkostey [Atomization of liquids]. M.: Mashynostroenye, 263.
6. TeeJet Technologies (2016). Katalog-51RU, Spraing Systems Co, 146.
7. *Polishchuk, V. M.* (2000). Analiz suchasnyx texnichnyx zasobiv dlya zabezpechennya yakisnoho obpryskuvannya pol'ovyx kul'tur i obhruntuvannya perspektyv yix rozvytku [Analysis of modern technical means to ensure the quality of spraying field crops and justification of prospects of their development]. Bulletin of Zhytomyr Engineering-technological Institute. Zhytomyr, 12, 117–124.
8. *Baranovs'kyi, O.* (2003). Suchasni ta perspektyvni rozpylyuvachi shtanhovyx obpryskuvachiv [Modern and advanced sprayers boom sprayers]. Suggestion, 1, 86–88.
9. *Baranovskyi, A. S.* (1987). Yssledovanye eksperymental'noho pnevmaticheskoho raspilytelya zhydkosti [Experimental study of pneumatic spray fluid]. Mechanization and electrification of agriculture, K.: Urozhay, Vip. 66, 31–35.
10. *Tseruashvily, H. E., Ramyshvily, A. A.* (1970). Vlyyanye okruzhnoy skorosty diskovix raspilyteley s nenapravlennim dyzhenyem zhydkosti na ee dyspersnost' [Influence of the circumferential speed of the disc atomizers with non-directional fluid flow on dispersion]. Collection of articles on mechanization of technological processes of plant protection. VYZR, L., 49–57.
11. *Raspil'tel' tsentrobezhniy RTs-180. Posobye po pryimenenyyu.* [The centrifugal raspylitel RC-180. Allowance for use] (2005). ЗАО "ПО "Спецавтоматика", 7.

АНАЛИЗ ТИПОВ РАСПЫЛИТЕЛЕЙ ДЛЯ АЭРОЗОЛЬНОГО ПРОМЫВКИ БИОДИЗЕЛЯ

В. Н. Полищук, Н. И. Казак

Аннотация. Обоснована необходимость очистки биодизеля от щелочного катализатора, которое может проводиться его

путем аэрозольного промывания. Проведен анализ возможности использования известных типов распылителей для аэрозольного промывки биодизеля. Установлено, что для распыления воды над слоем биодизеля в реакторе наиболее целесообразно применять центробежные полноконусные распылители.

Произведенный по традиционной технологии биодизель содержит щелочной катализатор, который негативно влияет на сам двигатель. Для освобождения биодизеля от катализатора производится его нейтрализация слабым водным раствором лимонной кислоты, в результате чего образуются соли кальция, мелкие пластинки которых (диаметром до 100 мкм) осаждаются достаточно долгое время (10 час. и более в зависимости от диаметра пластинки). Для освобождения биодизеля от солей калия проводится его аэрозольное промывание. Для этого используется система распылителей, расположенных над слоем биодизеля, через которые происходит разбрызгивания воды с образованием капель и их движением через слой метилового эфира. При этом капли воды захватывают мелкие пластинки цитрата калия и выносят их из слоя биодизеля. Для аэрозольного промывки биодизеля наиболее целесообразно применять центробежные полноконусные распылители.

Использование одного распылителя для покрытия всей площади биодизеля в реакторе нецелесообразно из-за удорожания всей конструкции. Рекомендуется размещать радиально несколько распылителей с обеспечением определенного перекрытия их факелов распыла.

Ключевые слова: биодизель, распылитель, давление, лимонная кислота, нейтрализация, факел распыления

ANALYSIS OF TYPES OF NOZZLES FOR SPRAY WASHING OF BIODIESEL

V. M. Polischuk, N. I. Kozak

Abstract. The necessity of purification of biodiesel, alkaline catalyst, which may be by spray irrigation. The analysis of the possibility of using known types of aerosol dispensers for washing of biodiesel. It was found that for spraying water over the layer of biodiesel in the reactor is most appropriate to apply centrifugal polnochnye sprays.

Made according to traditional methods biodiesel contains an alkaline catalyst, which adversely affects the engine itself. For exemption of biodiesel from the catalyst is the neutralization of a weak aqueous solution of citric acid, resulting in formation of calcium salts, where the small plates (diameter 100 μm) are deposited for a long time (10 a.m. and more depending on the diameter of the plate). For exemption of biodiesel from the potassium salts being spray washing. For this purpose

the system of nozzles, located above the layer of biodiesel through which razbryzgivaniya water droplets and their movement through the layer of methyl ester. In this case the water droplets capture small plates of potassium citrate and take them out of the biodiesel layer.

For spray washing of biodiesel is most appropriate to apply centrifugal polnochnye sprays.

Use one spray to cover the entire area of the biodiesel in the reactor is impractical due to increased cost of the whole structure. It is recommended to place the radial number of diffusers by providing a specific overlapping of their spray cones.

Keywords: *biodiesel, sprayer, pressure, citric acid, neutralization, spray pattern*

УДК 661.045.1

ОБҐРУНТУВАННЯ ФОРМИ ПОПЕРЕЧНОГО ПЕРЕТИНУ ҐРУНТОВОГО ТЕПЛООБМІННИКА

**О. С. Ковязин, кандидат технічних наук
Запорізька державна інженерна академія**

**Г. А. Голуб, доктор технічних наук
Національний університет біоресурсів і
природокористування України**

**Е. Б. Алієв, кандидат технічних наук
Інститут олійних культур НААН України
e-mail: gagolub@mail.ru**

Анотація. *За допомогою розробленої математичної моделі процесу теплообміну між ґрунтовим теплообмінником і масивом ґрунту, визначено тепловий потік в залежності від форми поперечного перерізу ґрунтового теплообмінника, а також часу функціонування геотермальної вентиляції. Встановлено, що на початковому етапі функціонування геотермальної вентиляції від збільшення площі теплообміну через застосування хвилястої форми поперечного перерізу теплообмінника є відчутний ефект у вигляді збільшення теплового потоку. Однак ефект від застосування хвилястої форми поперечного перерізу теплообмінника з часом зменшується, а потім взагалі зникає. Початковий етап функціонування геотермальної вентиляції має дуже нетривале значення і характеризується різким зниженням ефекту від застосування хвилястої форми поперечного перерізу теплообмінника.*

© О. С. Ковязин, Г. А. Голуб, Е. Б. Алієв, 2016

the system of nozzles, located above the layer of biodiesel through which razbryzgivaniya water droplets and their movement through the layer of methyl ester. In this case the water droplets capture small plates of potassium citrate and take them out of the biodiesel layer.

For spray washing of biodiesel is most appropriate to apply centrifugal polnochnye sprays.

Use one spray to cover the entire area of the biodiesel in the reactor is impractical due to increased cost of the whole structure. It is recommended to place the radial number of diffusers by providing a specific overlapping of their spray cones.

Keywords: *biodiesel, sprayer, pressure, citric acid, neutralization, spray pattern*

УДК 661.045.1

ОБҐРУНТУВАННЯ ФОРМИ ПОПЕРЕЧНОГО ПЕРЕТИНУ ҐРУНТОВОГО ТЕПЛООБМІННИКА

**О. С. Ковязин, кандидат технічних наук
Запорізька державна інженерна академія**

**Г. А. Голуб, доктор технічних наук
Національний університет біоресурсів і
природокористування України**

**Е. Б. Алієв, кандидат технічних наук
Інститут олійних культур НААН України
e-mail: gagolub@mail.ru**

Анотація. *За допомогою розробленої математичної моделі процесу теплообміну між ґрунтовим теплообмінником і масивом ґрунту, визначено тепловий потік в залежності від форми поперечного перерізу ґрунтового теплообмінника, а також часу функціонування геотермальної вентиляції. Встановлено, що на початковому етапі функціонування геотермальної вентиляції від збільшення площі теплообміну через застосування хвилястої форми поперечного перерізу теплообмінника є відчутний ефект у вигляді збільшення теплового потоку. Однак ефект від застосування хвилястої форми поперечного перерізу теплообмінника з часом зменшується, а потім взагалі зникає. Початковий етап функціонування геотермальної вентиляції має дуже нетривале значення і характеризується різким зниженням ефекту від застосування хвилястої форми поперечного перерізу теплообмінника.*

© О. С. Ковязин, Г. А. Голуб, Е. Б. Алієв, 2016

При сталому режимі функціонування геотермальної вентиляції тепловий потік від теплообмінника, що має круглу форму поперечного перерізу, перевищує тепловий потік від теплообмінників, що мають хвилясту форму. Це можна пояснити тим, що в теплообміні з ґрунтом повноцінно беруть участь лише вершини хвиль. Інша ж частина хвилястої поверхні практично не бере участь в теплообміні. Таким чином, кругла форма поперечного перерізу ґрунтового теплообмінника є енергетично оптимальної.

Ключові слова: ґрунт, теплообмінник, поперечний переріз, форма

Постановка проблеми. Принцип дії геотермальної вентиляції з використанням ґрунтових теплообмінників (рис. 1,а) полягає в тому, що повітря, що має температуру T_1 , подається на вхід ґрунтового теплообмінника і віддає (відбирає) тепло ґрунту, в результаті чого повітря охолоджується (нагрівається), набуваючи температуру T_2 і подається в приміщення. При цьому між внутрішньою поверхнею обсадної труби ґрунтового теплообмінника, що має внутрішній діаметр D , і масивом ґрунту виникає тепловий потік dQ/dt , величина якого визначає енерговідбір ґрунтового теплообмінника від масиву ґрунту та інших газоподібних речовин [1–3].

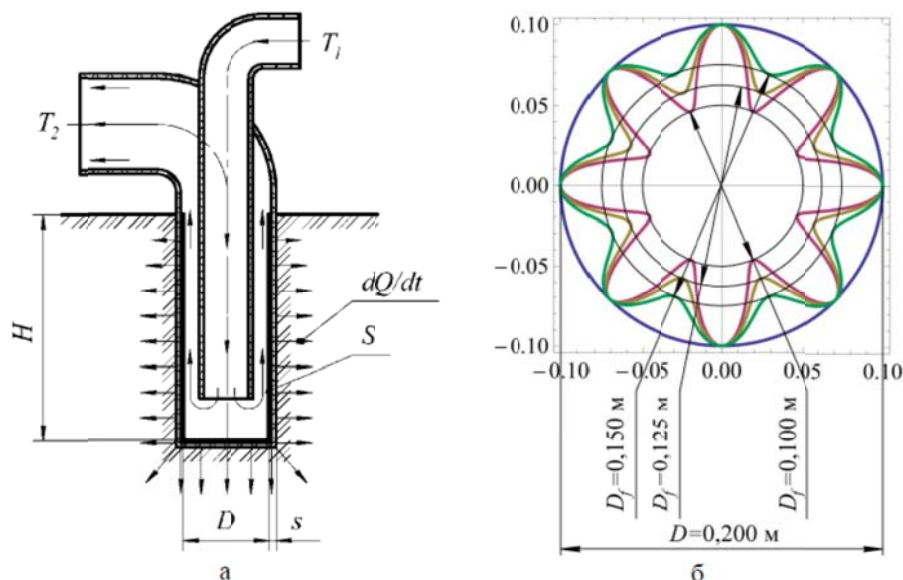


Рис. 1. Поздовжній (а) і поперечний (б) перетини ґрунтового теплообмінника.

Аналіз останніх досліджень. Дослідження впливу форми поперечного перетину ґрунтового теплообмінника представлено в роботах [6-8], в яких визначено розподіл теплової енергії в теплообмінниках U-подібної форми із рідким теплоносієм.

В роботі [9] стверджується, однак не обґрунтовується доцільність використання концентричного трубного теплообмінника в якості геотермальної вентиляції. Представлені дослідження зводяться до визначення коефіцієнтів теплопередачі на основі експериментальних результатів. Запропонований алгоритм дозволяє отримати кореляцію коефіцієнтів теплопередачі для рідини, яка циркулює через внутрішній кільцевий простір, в перехідному режимі течії.

Мета досліджень – визначити тепловий потік в залежності від форми поперечного перерізу ґрунтового теплообмінника, а також часу функціонування геотермальної вентиляції.

Результати досліджень. Для дослідження приймаємо хвилясту форму поперечного перерізу ґрунтового теплообмінника (рис. 1,б), яку описує наступне рівняння в полярних координатах:

$$\rho = \frac{1}{4}(D + D_f + (D - D_f)\cos(n\varphi)) = \rho(\varphi), \quad (1)$$

де: ρ – полярний радіус, м; D – діаметр вершин хвиль, м; D_f – діаметр западин хвиль, м; n – кількість хвиль, шт.; φ – полярний кут, рад.

Приймаються наступні допущення: ґрунт є однорідним і ізотропним, а його теплофізичні властивості залишаються постійними зі зміною температури; температура на внутрішній поверхні обсадної труби T_s по всій її довжині постійна; тепловий контакт обсадної труби з прилеглим ґрунтом є ідеальний; не враховуємо наявність обсадної труби ґрунтового теплообмінника, тобто приймаємо товщину стінки обсадної труби $s = 0$; у розрахунковому діапазоні глибин температурні поля в ґрунті не змінюються; не враховуємо вплив теплового потоку на поверхні ґрунту, що виникає внаслідок дії сонячної радіації і тепловий потік, що проходить через дно обсадної труби і нижче глибини H .

Таким чином, отримуємо двовимірну задачу про визначення температурного поля в масиві ґрунту, а диференціальне рівняння теплопровідності в полярних координатах [4-5], що описує нестационарний симетричний процес поширення теплоти в масиві ґрунту має вигляд:

$$\frac{\partial T_z}{\partial t} = a_z \nabla^2 T_z, \quad r \in [\rho(\varphi); \infty), \quad (2)$$

де: $T_z(r, t)$ – температура в точці ґрунту, яка знаходиться на відстані r від осі ґрунтового теплообмінника в момент часу t , °C; $t \in [0; \infty)$ – час від початку процесу теплообміну, с; a_z – температуропровідність ґрунту, м²/с,

$$a_z = \frac{\lambda_z}{C_z \rho_z}, \quad (3)$$

де: λ_z – теплопровідність ґрунту, Вт/(м·°С); C_z – питома теплоємність ґрунту, Дж/(кг·°С); ρ_r – щільність ґрунту, кг/м³; ∇^2 – оператор Лапласа, для полярних координат:

$$\nabla^2 = \left(\frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \varphi^2} \right), \quad (4)$$

де: r – відстань від розглянутої точки масиву ґрунту до осі ґрунтового теплообмінника, м.

Для отримання однозначного рішення необхідно задати крайові умови. В рамках прийнятої моделі вони матимуть вигляд:

- початкова умова $T_z(r;0) = T_{z0}$, $r \in [\rho(\varphi); \infty)$, де T_{z0} – температура масиву ґрунту і обсадної труби в початковий момент часу, °С;
- гранична умова на внутрішньому кордоні $T_z(\rho(\varphi);t) = T_s$, $t \in [0; \infty)$.

Для наближеного рішення сформульованої задачі була розроблена програма, заснована на методі кінцевих елементів. В результаті, для прийнятих чисельних значень ($T_{z0} = 12$ °С; $T_s = 26$ °С; $D = 0,2$ м; $\lambda_z = 2$ Вт/(м·°С); $C_z = 1000$ Дж/(кг·°С); $\rho_z = 1800$ кг/м³), було визначено температурне поле, поле щільності теплового потоку, а головне, тепловий потік на одиницю довжини ґрунтового теплообмінника q в залежності від форми поперечного перерізу ґрунтового теплообмінника і часу функціонування геотермальної вентиляції. Результати рішення приведені на рис. 2.

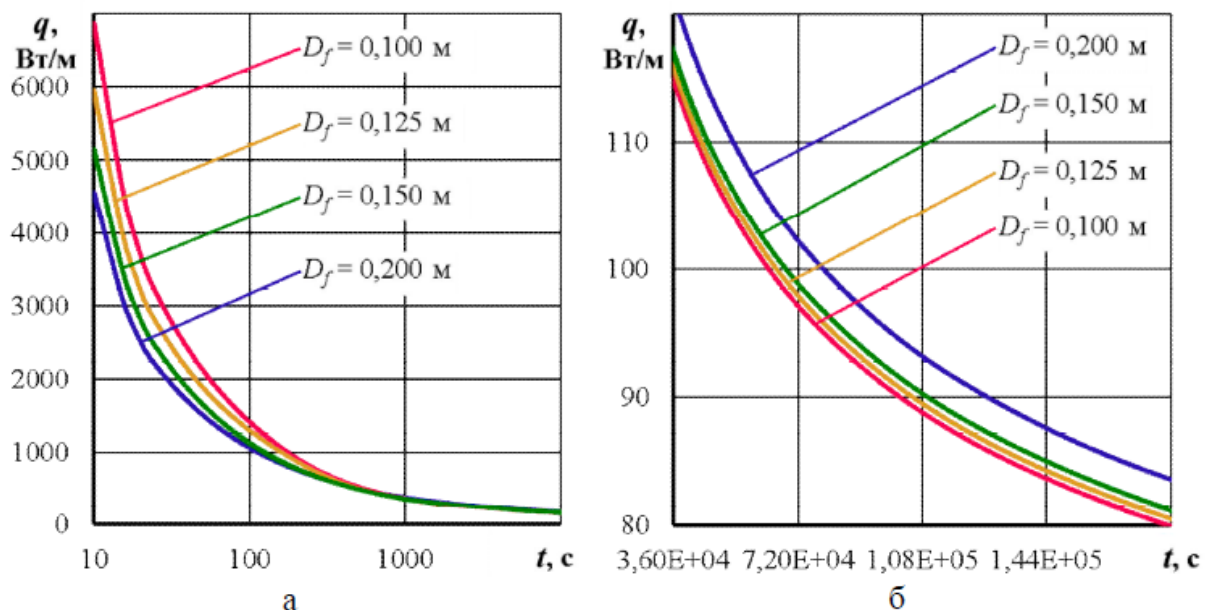


Рис. 2. Питомий тепловий потік q при різній формі поперечного перетинах ґрунтового теплообмінника для початкового етапу (а) і встановленого режиму (б) функціонування геотермальної вентиляції.

Як видно з рис. 2,а, на початковому етапі функціонування геотермальної вентиляції від збільшення площі теплообміну через застосування хвилястої форми поперечного перерізу теплообмінника є відчутний ефект у вигляді збільшення теплового потоку. Однак ефект від застосування хвилястої форми поперечного перерізу теплообмінника з часом зменшується і при $t \approx 1000$ с взагалі зникає. Таким чином, початковий етап функціонування геотермальної вентиляції має дуже нетривале значення і характеризується різким зниженням ефекту від застосування хвилястої форми поперечного перерізу теплообмінника. При сталому режимі функціонування геотермальної вентиляції (рис. 2,б) тепловий потік від теплообмінника, що має круглу форму поперечного перерізу, перевищує тепловий потік від теплообмінників, що мають хвилясту форму. Це можна пояснити тим, що в теплообміні з ґрунтом повноцінно беруть участь лише вершини хвиль. Інша ж частина хвилястої поверхні практично не бере участь в теплообміні. Таким чином, від застосування хвилястої форми поперечного перерізу ґрунтового теплообмінника отримано негативний ефект і будь-яке відхилення форми поперечного перерізу ґрунтового теплообмінника від кола буде призводити до зниження теплового потоку.

Висновок. Кругла форма поперечного перерізу ґрунтового теплообмінника є оптимальною, оскільки відхилення форми поперечного перерізу ґрунтового теплообмінника від кола призводить до зниження теплового потоку в сталому режимі функціонування геотермальної вентиляції.

Список літератури

1. Бугаєвський В. М. Вплив середовища та технології утримання на продуктивність свиней / В. М. Бугаєвський, О. М. Остапенко, М. І. Данильчук // Наукові праці: Науково-методичний журнал. Екологія. – Миколаїв: Вид-во ЧДУ ім. Петра Могили, 2010. – Т. 132. – Вип. 119. – С. 59–61.
2. Ковязин А. С. Оптимизация режима работы грунтового теплообменника / А. С. Ковязин, М. Ю. Ковязина // Механізація, екологізація та конвертація біосировини у тваринництві. – Запоріжжя, 2011. – Вип. 1 (7). – С. 114–123.
3. Ковязин А. С. Теоретическое определение тепловой мощности грунтового теплообменника / А. С. Ковязин, И. Г. Величко, Д. А. Долгих // Механізація, екологізація та конвертація біосировини у тваринництві. – Запоріжжя, 2012. – Вип. 1 (9). – С. 56–63.
4. Лыков А. В. Теория теплопроводности / А. В. Лыков. – М.: Высшая школа, 1967. – 600 с.
5. Бронштейн И. Н. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов / И. Н. Бронштейн, К. А. Семендяев. – М.: Наука, 1986. – 544 с.
6. Аси́а J. Characterization and Temperature Measurement Techniques of Energy Wells for Heat Pumps. MSc thesis Energy Technology / J. Аси́а // Stockholm: KTH. – 2008. – 450 p.

7. *Acuña J.* Improvements of U-pipe Borehole Heat Exchangers. Licentiate thesis. Energy Technology / *J. Acuña* // Stockholm: KTH. – 2010. – 124 p.
8. *Acuña J.* Borehole resistance and vertical temperature profiles in coaxial borehole heat exchangers / *Beier R., Acuña J., Mogensen P., Palm B.* // Applied Energy. – 2013. – V. 102. – P. 665-675.
9. *Sinziana Radulescu.* Heat Transfer Coefficient Solver for a Triple Concentric-tube Heat Exchanger in Transition Regime / *Sinziana Radulescu, Irena Loredana Negoita, Ion Onutu* // REV. CHIM. (Bucharest). – 2012. – No. 8. – P. 820–824.

References

1. *Buhayevs'kyi, V. M., Ostapenko, O. M., Danyl'chuk, M. I.* (2010). Vplyv seredovyshcha ta tekhnolohiyi utrymannya na produktyvnist' svynei [Influence of the environment and technology content on the productivity of pigs]. Scientific papers: Scientific-methodical journal. Ecology, Mykolayiv: Vyd-vo ChDU im. Petra Mohyly, T. 132, Vyp. 119, 59–61.
2. *Kovyazyn, A. S., Kovyazyna, M. Yu.* (2011). Optymyzatsyya rezhyma raboti hruntovoho teploobmennika [Optimization of operation mode GHE]. Mechanization, greening and conversion of materials in livestock, Zaporizhzhya, Vyp. 1 (7), 114–123.
3. *Kovyazyn, A. S., Velychko, Y. H., Dolhykh, D. A.* (2012). Teoretycheskoe opredelenye teplovoy moshchnosti hruntovoho teploobmennika [Theoretical determination of the thermal capacity of the ground heat exchanger]. Mechanization, greening and conversion of materials in livestock, Zaporizhzhya, Vyp. 1 (9), 56–63.
4. *Likov, A. V.* (1967). Teoriya teploprovodnosti [Theory of thermal conductivity]. M.: Visshaya shkola, 600.
5. *Bronshhteyn, Y. N., Semendyaev K. A.* (1986). Spravochnyk po matematyke dlya ynzhenеров y uchashchykhsya vtuzov [Handbook of mathematics for engineers and students of technical colleges]. M.: Nauka, 544.
6. *Acuña, J.* (2008). Characterization and Temperature Measurement Techniques of Energy Wells for Heat Pumps. MSc thesis Energy Technology. Stockholm: KTH, 450.
7. *Acuña, J.* (2010). Improvements of U-pipe Borehole Heat Exchangers. Licentiate thesis. Energy Technology. Stockholm: KTH, 124.
8. *Beier, R., Acuña, J., Mogensen, P., Palm, B.* (2013). Borehole resistance and vertical temperature profiles in coaxial borehole heat exchangers. Applied Energy, V. 102, 665–675.
9. *Sinziana Radulescu, Irena Loredana Negoita, Ion Onutu* (2012). Heat Transfer Coefficient Solver for a Triple Concentric-tube Heat Exchanger in Transition Regime. REV. CHIM. (Bucharest), 8, 820–824.

ОБОСНОВАНИЕ ФОРМЫ ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ ГРУНТОВОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

Е. С. Ковязин, Г. А. Голуб, Е. Б. Алиев

Аннотация. С помощью разработанной математической модели процесса теплообмена между грунтовым теплообменником и массивом грунта, определен тепловой поток в зависимости от формы поперечного сечения грунтового теплообменника, а также времени функционирования геотермальной вентиляции. Установлено, что на начальном этапе функционирования геотермальной вентиляции от

увеличения площади теплообмена через применение волнистой формы поперечного сечения теплообменника есть ощутимый эффект в виде увеличения теплового потока. Однако эффект от применения волнистой формы поперечного сечения теплообменника со временем уменьшается, а потом вообще исчезает. Начальный этап функционирования геотермальной вентиляции имеет очень непродолжительное значение и характеризуется резким снижением эффекта от применения волнистой формы поперечного сечения теплообменника.

При установившемся режиме функционирования геотермальной вентиляции тепловой поток от теплообменника, который имеет круглую форму поперечного сечения, превышает тепловой поток от теплообменников, имеющих волнистую форму. Это можно объяснить тем, что в теплообмене с почвой полноценно участвуют только вершины волн. Другая часть волнистой поверхности практически не участвует в теплообмене. Таким образом, круглая форма поперечного сечения грунтового теплообменника является энергетически оптимальной.

Ключевые слова: почва, теплообменник, поперечное сечение, форма

RATIONALE FOR CROSS-SECTIONAL SHAPE OF GHE

O. S. Kovyazin, G. A. Golub, E. B. Aliyev

Abstract. Using the developed mathematical model of the process of heat exchange between soil heat exchanger and an array of soil, heat flow determined depending on the shape of the cross section of the ground heat exchanger and geothermal ventilation time operation. Established that the initial operation of geothermal ventilation to increase the area of heat transfer through the use of wavy cross-sectional shape of the heat exchanger is noticeable effect of increasing heat flow. However, the effect of the application form wavy cross section of the heat exchanger decreases with time, and then disappears. The initial phase of the geothermal ventilation mentioned is very brief and is characterized by a sharp decrease in the effect of the application form wavy cross section of the heat exchanger.

At steady state operation of ventilation geothermal heat flow from the heat exchanger, which has a circular shape cross-section, exceeds the heat flow from the heat with a wavy shape. This can be explained by the fact that the heat transfer from soil to fully participate only top of the waves. Another part of the wavy surface practically not involved in heat transfer. Thus, the round shape cross-section of the ground heat exchanger is energetically best.

Keywords: soil, heat exchanger, cross section, shape

ЦИФРОВИЙ ОБРОБІТОК ВІБРОСИГНАЛА ДИЗЕЛЯ ТА МОДЕЛЬ ВІРТУАЛЬНОГО ПРИЛАДУ ЙОГО РЕАЛІЗАЦІЇ

О. В. Надточій, Л. Л. Тімова, кандидати технічних наук
e-mail: lyginu@mail.ru

Анотація. Викладена методологія побудови віртуальних приладів і обґрунтовано сучасні вимоги, які до них висуваються. Розроблений віртуальний прилад для введення, генерації, моделювання, та цифрового обробітку віброакустичних сигналів при вібродіагностиці дизелів. Розроблена система є уніфікованою і може бути використана для розширення та використання в інших галузях.

Одним з напрямків у розвитку мобільних діагностичних комплексів для оцінки стану ДВЗ є оперативність збору та достовірність інформації, а також зниження вартості апаратного обладнання та програмного забезпечення. Проблемою ж застосування методів вібраційного аналізу полягає у відсутності досить простих у використанні та обслуговуванні систем аналізу віброакустичних сигналів. Запропонована в статті система введення і обробки аналогових сигналів призначена для вимірювання і цифрової обробки віброакустичних сигналів при вібродіагностиці.

Технологія віртуальних приладів – це метод, який уже зарекомендував себе для проектування і створення контрольно-вимірювальних систем. Цей унікальний підхід обіцяє величезні можливості для інженерів-проектувальників, яким сьогодні потрібне єдине інструментальне середовище для проектування, тестування і впровадження готових рішень.

Запропонований у статті віртуальний прилад для введення та цифрової обробки вимірювальної інформації для системи вібродіагностики ДВС окрім вібродіагностики можна використати в інших областях науково-виробничої діяльності.

Ключові слова: **вібросигнал, спектр, спектральний аналіз, перетворення Фур'є, віртуальний прилад**

Постановка проблеми. Одним з напрямків у розвитку мобільних діагностичних комплексів для оцінки стану ДВЗ є оперативність збору та достовірність інформації, а також зниження вартості апаратного обладнання та програмного забезпечення.

Проблемою ж застосування методів вібраційного аналізу полягає у відсутності досить простих у використанні та

обслуговуванні систем аналізу віброакустичних сигналів. Запропонована в статті система введення і обробки аналогових сигналів призначена для вимірювання і цифрової обробки віброакустичних сигналів при вібродіагностиці.

Аналіз останніх досліджень. Можливість виявлення несправностей на початкових стадіях їх виникнення при відносно невеликих трудових і матеріальних затратах визначають перспективність діагностування ДВЗ саме за сигналами вібрації [2, 4]. Забезпечення прогнозованої надійності висновків, стосовно стану механізмів і систем, при цьому може бути досягнуто використанням статистичної оцінки відповідності часових частотних фрагментів віброакустичних сигналів та їх відповідності частоті обертання колінчатого валу. Використання сучасних компактних вимірювальних модулів з низькими енергозатратами забезпечує можливість проектування і виготовлення діагностуючих приладів в мобільному виконанні, для встановлення безпосередньо на засіб при проведенні випробувань [1]. Таким чином дослідження, направлені на розробку методики діагностування механізмів і систем, що базується на оцінці віброакустичних сигналів, що формуються в корпусі ДВЗ в процесі роботи, як методу контролю є досить актуальним для сільського господарства.

Мета досліджень. Розробити віртуальний прилад для введення, генерації, моделювання, та цифрового обробітку віброакустичних сигналів при вібродіагностиці дизелів.

Результати досліджень. Одним з методів встановлення відповідності між вектором дефектів на вході механічної системи і вектором діагностичних ознак на виході, є постановка експериментів з використанням справних і дефектних об'єктів діагностування. При цьому, як правило, детально не аналізується внутрішня структура об'єкта діагностування, який зазвичай розглядається як «чорний ящик». Однак, такий підхід вимагає значних витрат часу та матеріальних ресурсів. З метою скорочення обсягу дорогих і тривалих експериментальних досліджень, проводиться діагностичне моделювання дефектів, тобто фізична або діагностична інтерпретація зв'язку простору станів об'єкта з простором діагностичних ознак та встановлюється з допомогою діагностичної моделі об'єкта. Динаміка машини або окремих вузлів математично моделюється на ПК. Складність віброакустичних процесів, які генеруються машинами, відмінність фізичних моделей і методів їх математичному опису на різних ділянках частотного діапазону послужили підставою для поділу його на три піддіапазони частот: низьких (0–200 Гц), середніх (200–1000 Гц) і високих (від 1 до 10–20 кГц). Корисність такого поділу пояснюється тим, що кожному

діапазону властиві свої збурюючі сили, своя фізична модель машини, як коливальної пружної системи [2]. Причинами низькочастотної вібрації служать невідповідність роторів, відхилення від співвісності, порушення геометрії вузлів та ін. Динамічна модель машини в області низькочастотних коливань являє собою комбінацію зосереджених мас, пов'язаних один з одним пружними, без інерційними елементами.

Коливання середньо частотного діапазону зазвичай обумовлені наявністю нелінійних елементів в системі, порушенням геометрії кінематичних пар, а також наявністю випадкового збудження, що є результатом впливу технологічних, кінематичних, регульовальних і інших випадкових факторів.

В свою чергу високочастотному діапазону характерні дефекти контактуючих поверхонь зубчастого зачеплення, дефекти тіл і доріжок кочення підшипників тощо, які мають малу віброактивність.

Існуючі методи вібродіагностики полягають не в простому визначенні загального рівня механічних коливань, а в аналізі спектрів вібрації (аналіз як самого спектру, так і його зміну в часі), хвиль коливань, фазових кутів коливань, спектрів огинаючих високочастотної вібрації, тощо. Сукупний аналіз цих параметрів і порівняння з базовими характеристиками, отриманими експериментально чи на основі теоретичних досліджень, дозволяють зробити висновок не тільки про швидкий вихід з ладу агрегату, але і вказують на тип неполадки, що дає важливу інформацію для вірної підготовки і проведення ремонтних робіт.

Вібрації корпусу ДВЗ мають складний характер, обумовлений імпульсним збудженням і багатоканальним поширенням коливань, а також наявністю неконтрольованого «шуму». Тому при віброакустичному діагностуванні ДВС складним завданням є поділ сигналів і виділення сигналу від з'єднання.

Сучасне сьогодення диктує свої нові правила та підходи у виборі засобів для проведення віброакустичних досліджень. Більшість дослідників і установ не мають достатньої матеріальної забезпеченості, щоб придбати дорогий осцилограф чи аналізатор спектру.

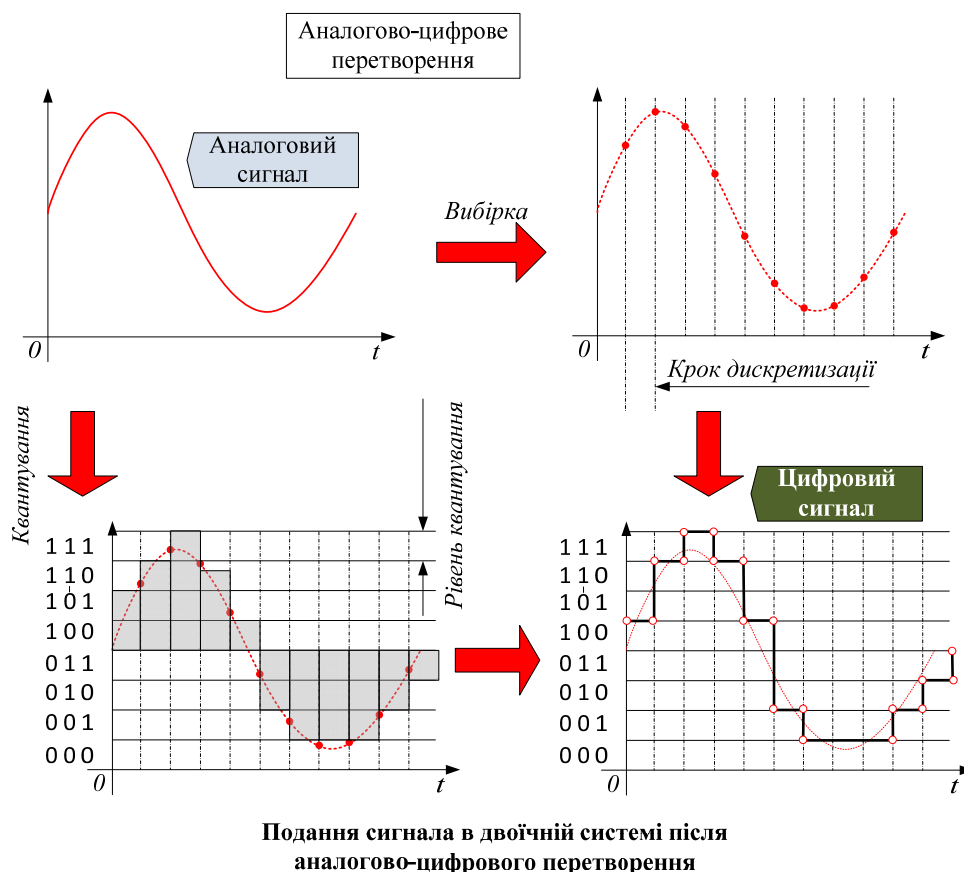
Використання для моделювання процесів відомих систем моделювання типу LabView [6, 7] чи MathLab теж не позбавлено цих недоліків (вартість одного робочого місця LabView на сьогодні становить 1200\$).

Як було сказано вище, у даний час велике поширення при вібродіагностиці ДВЗ отримали саме цифрові методи. Вони засновані (якщо обчислюється оцінка спектральної щільності потужності) на використанні перетворення Фур'є, методів оцінки

авторегресії – спеціальних алгоритмів обчислень, що дозволяють працювати в реальному часі.

У зв'язку з викладеним вище, можна окреслити загальний перелік задач, що повинний вирішувати розроблювальний модуль вводу вимірювальної інформації: знімання параметрів; аналого-цифрове перетворення; накопичування інформації; цифровий обробіток. Таким чином, виникає задача розробки апаратури для вимірювання параметрів вібрації.

Розглянемо цифровий обробіток сигналів (Digital signal processing – DSP) і використання різних приладів для вирішення цих завдань. Цифровий сигнальний процесор (також відомий під аббревіатурою DSP – Digital signal processor) це мікропроцесор, призначений для виконання математичних операцій над потоками оцифрованих сигналів в реальному часі. Для обробки аналогових сигналів необхідно спочатку оцифрувати їх (рис. 1), використовуючи для цього АЦП із вхідними антиаліазинговими фільтрами, а потім направити потік цифрових даних на сигнальний процесор.



(1 0 0), (1 1 0), (1 1 1), (1 1 0), (1 0 0), (0 1 0), (0 0 1), (0 0 1), (0 0 1), (0 1 0), (0 1 1), (1 0 0)

Рис. 1. Перетворення аналогового сигналу в цифровий.

Після виконання необхідних математичних операцій сигнал можна перетворити назад в аналоговий за допомогою цифро-

аналогово перетворювача (ЦАП) та відповідного згладжуючого фільтра. У звичайних готових приладах, наприклад, осцилографах, використовуються спеціалізовані вбудовані розробником DSP-системи обмеженою функціональністю. Однак в якості осцилографа можна використовувати і звичайний комп'ютер з встановленою в нього платою збору даних. У цьому випадку плата оцифровує аналогові сигнали, а функція обробки цифрових даних переноситься на центральний процесор. В основі цього модульного підходу, що відображає концепцію віртуальних приладів (virtual instrumentation), лежить потужне програмне забезпечення, яке можливо адаптувати для використання на звичайнісінькому ПК, щоб реалізувати готовий прилад з необхідною функціональністю. Потужні засоби розробки віртуальних приладів дозволили людям з різними рівнями професійних навичок і знань швидко спроектувати і впровадити закінчені тестові та вимірювальні системи. До недавнього часу на етапах проектування і впровадження інженерам необхідні були специфічні інструменти та багатий професійний досвід.

Історично склалося так, що вимірювальні тестові системи зазвичай складалися з окремих закінчених приладів, таких як осцилографи та генератори сигналів, які володіють обмеженою функціональністю і застосовувалися лише для певного набору завдань вимірювання. Серед цих обмежень можна виділити три основних: 1) неможливість збору даних з необхідною точністю і швидкістю; 2) обмежений набір вбудованих в прилад функцій збору і обробки даних; 3) недостатня візуалізація процесу вимірювань, пов'язана з обмеженими можливостями екрану приладу.

Якщо хоч одне з цих обмежень не вписувалося в технічне завдання проекту, то потрібно використання додаткового приладу, і тому повна вартість системи значним чином зростала. З 80-х років виникла і розвивається нова концепція вимірювань. Її суть полягає в поділі стандартного вимірювального обладнання на дві функціональні частини: апаратну, необхідну для оцифровки сигналів, і програмну – для обробки даних і представлення результатів. Давши користувачеві можливість самому створювати закінчений прилад для його специфічного додатку на базі програмного забезпечення з наданою йому функціональністю, вдалося зняти наведені раніше обмеження. Таким чином народилася концепція віртуальних приладів. Переваги віртуальних приладів перед стандартними аналогічні перевагам цифрової обробки сигналів перед аналоговою. Наприклад, аналогові фільтри, що виготовляються зазвичай з традиційних електронних компонентів, таких як операційні підсилювачі, конденсатори і резистори, володіють обмеженою функціональністю в порівнянні з

цифровими фільтрами, застосовуваними при обробці даних з плаваючою і фіксованою точкою на сигнальних процесорах. Незважаючи на те, що аналогові фільтри дешевше і простіше у виготовленні, їх складно калібрувати і підтримувати.

Зміни в структурі цих фільтрів дуже часто призводять до складнощів у їх використанні на вже наявному обладнанні. Наприклад, якщо знадобиться фільтр більш високого порядку, іншу апаратну частину, швидше за все, теж доведеться переробляти. У цифрових ж фільтрів ця проблема відсутня завдяки тому, що їх функціональність повністю визначається програмним забезпеченням. Це дає можливість створити єдину платформу для широкого кола додатків, реалізовану на одній і тій же апаратній частині. У відповідності з теорією математика Фур'є, звукову хвилю можна представити у вигляді спектра частот, що входять до неї (рис. 1). Сигнал, який описує постійно змінну величину називають аналоговим сигналом, а ступінчасте подання сигналу – дискретним. Дискретизація може проводитись як за часом, так і за значенням величини сигналу. В першому випадку її часто називають виборкою, а у другому квантуванням. Якщо сигнал, який пройшов дискретизацію по часу і по значенню, далі подається у цифровому вигляді то мова йде про аналогово-цифрове перетворення.

Аналоговий сигнал отриманий в результаті такого перетворення за допомогою АЦП перетворюється в числові значення в двоїчній системі числення, тобто у вигляді нулів і одиниць. Однак сучасні комп'ютери уже сьогодні обладнані досить потужними звуковими картами, які і є тим необхідним обладнанням, що потрібне для якісної роботи з вібросигналом. Сучасна звукова карта з частотою дискретизації 96 або навіть 192 кГц дозволяє керувати частотами майже до 100 кГц (частота Найквіста $F_s = 2 \cdot F_{max}$, що далеко за межами звукової частоти).

Ідея використання звукової карти персонального комп'ютера не є новою. Віртуальний вимірювальний комплекс створений на її основі використовує звукову плату як аналого-цифровий (АЦП) і цифро-аналоговий (ЦАП) перетворювачі, дозволяючи оцифрувати аналоговий сигнал і потім якісно його проаналізувати та провести його обробку.

Це і двопроменевий осцилограф, і аналізатор спектру чи частотомір тощо. На кафедрі технічного сервісу і інженерного менеджменту ім. М. П. Момотенка НУБіП України виходячи з цих міркувань зроблена спроба розробити такий віртуальний прилад для цифрового обробки сигналів отриманих від звукової плати (рис. 2).

Програма «Віртуальний прилад цифрового обробки сигналів (DSP)» призначена для захоплення сигналу, що надійшов на вхід

звукової плати комп'ютера, обробки сигналу з використанням алгоритмів ЦОС, і виведення обробленого сигналу через вихід звукової плати. В основу роботи з програмою закладено інтуїтивно-зрозумілий принцип візуального програмування, що дозволяє користувачу без знання мов програмування і алгоритмів ЦОС створювати довільні схеми обробки сигналу, працюючи з візуальними компонентами (обробниками), а розробники програм цифрового обробки сигналів можуть заощадити час на написання і налагодження своїх програм. Існує загальна методика дослідження періодичних негармонійних сигналів, основана на розкладанні сигналів в ряд Фур'є [7].



Рис. 2. Головне вікно віртуального приладу ЦОС (DSP).

Дана методика полягає у тому, що завжди можна підібрати ряд гармонійних сигналів з такими амплітудами, частотами і початковими фазами, алгебраїчна сума ординат яких в любий момент часу рівна ординаті досліджуваного не синусоїдального сигналу. Ряд Фур'є записують у вигляді суми нескінченного числа гармонічних складових різних частот.

$$U(t) = U_0 + \text{SUM}(U_m \cdot \sin(k \cdot \omega \cdot t + \theta)), \quad (1)$$

де: k – номер гармоніки; $k \cdot \omega$ – кутова частота k -ї гармоніки; θ – початкова фаза сигналу; U_0 – нульова гармоніка.

Для виділення спектру віброакустичного сигналу, як правило використовується швидке перетворення Фур'є (ШПФ). В нашому випадку реалізація ШПФ буде наступною (рис. 3). Отримані результати спектральної щільності (рис. 4) можна використати для

подальшого аналізу і обробітку за допомогою цифрових фільтрів, які реалізовані за алгоритмом (рис. 5).

```
// AVal - масив вхідних даних, Nvl - довжина масиву, має бути кратна степені 2.
// FTvl - масив отриманих значень, Nft - довжина масиву, має бути рівна Nvl / 2 чи
менше.
type
TArrayValues = array of Double;
const
TwoPi = 6.283185307179586;
procedure FFT (var AVal, FTvl: TArrayValues; Nvl, Nft: Integer);
var
i, j, n, m, Mmax, Istp: Integer;
Tmpr, Tmpi, Wtmp, Theta, Wpr, Wpi, Wr, Wi: Double;
Tmvl: TArrayValues;
begin
n:= Nvl*2; SetLength(Tmvl, n);
for i:= 0 to Nvl-1 do begin
j:= i*2; Tmvl[j]:= 0; Tmvl[j+1]:= AVal[i];
end;
i:= 1; j:= 1;
while i < n do begin
if j > i then begin
Tmpr:= Tmvl[i]; Tmvl[i]:= Tmvl[j]; Tmvl[j]:= Tmpr;
Tmpr:= Tmvl[i+1]; Tmvl[i+1]:= Tmvl[j+1]; Tmvl[j+1]:= Tmpr;
end;
i:= i + 2; m:= Nvl;
while (m >= 2) and (j > m) do begin
j:= j - m; m:= m div 2;
end;
j:= j + m;
end;
Mmax:= 2;
while n > Mmax do begin
Theta:= -TwoPi/Mmax; Wpi:= Sin(Theta);
Wtmp:= Sin(Theta/2); Wpr:= Wtmp * Wtmp * 2;
Istp:= Mmax*2; Wr:= 1; Wi:= 0; m:= 1;
while m < Mmax do begin
i:= m; m:= m + 2; Tmpr:= Wr; Tmpi:= Wi;
Wr:= Wr - Tmpr * Wpr - Tmpi * Wpi;
Wi:= Wi + Tmpr * Wpi - Tmpi * Wpr;
while i < n do begin
j:= i + Mmax;
Tmpr:= Wr * Tmvl[j] - Wi * Tmvl[j-1];
Tmpi:= Wi * Tmvl[j] + Wr * Tmvl[j-1];
Tmvl[j]:= Tmvl[i] - Tmpr; Tmvl[j-1]:= Tmvl[i-1] - Tmpi;
Tmvl[i]:= Tmvl[i] + Tmpr; Tmvl[i-1]:= Tmvl[i-1] + Tmpi;
i:= i + Istp;
end;
end;
Mmax:= Istp;
end;
for i:= 0 to Nft-1 do begin
j:= i*2; FTvl[i] := 2*Sqrt(Sqr(Tmvl[j]) + Sqr(Tmvl[j+1]))/Nvl;
end;
SetLength(Tmvl, 0);
end;
```

Рис. 3. Лістинг алгоритму швидкого перетворення Фур'є.

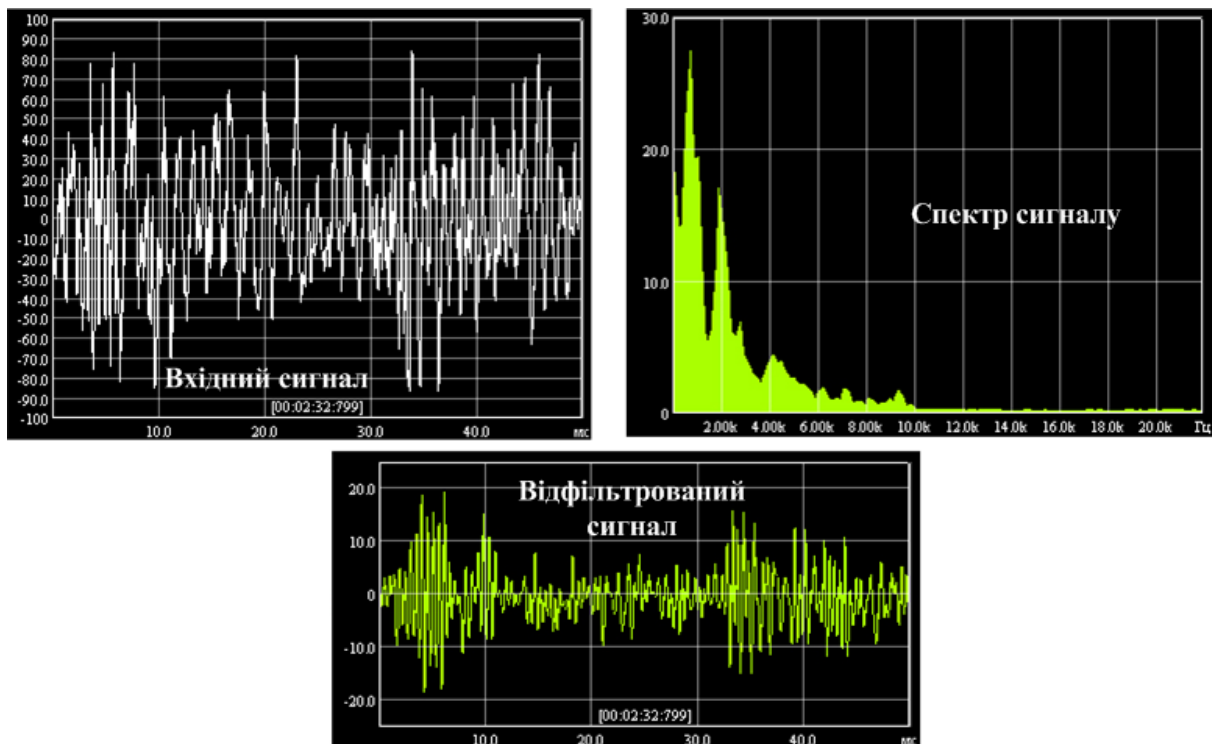


Рис. 4. Реалізація обробітку (отримання спектральної щільності, фільтрація).

```

166     Cn[-i]:=Cn[i];
167   end;
168   for i:=1 to MaxM do Dm[-i]:=0;
169 end;
170 procedure TWaveFilter.SetHighPassFilter(Fs : real{частота пропускання});
171   var i : integer;
172       Fd : real;
173 begin
174   Fd:=wmGetSamplesPerSec;
175   Cn[0]:=1-2*Fs/Fd;
176   for i:=1 to MaxN do
177   begin
178     Cn[i]:=-sin(i*2*pi*Fs/Fd)/(i*pi);
179     Cn[-i]:=Cn[i];
180   end;
181   for i:=1 to MaxM do Dm[-i]:=0;
182 end;
183 procedure TWaveFilter.SetBandPassFilter(F1,F2 : real{частота пропускання});
184   var i : integer;
185       Fd : real;
186 begin
187   Fd:=wmGetSamplesPerSec;
188   Cn[0]:=2*(F2-F1)/Fd;
189   for i:=1 to MaxN do
190   begin
191     Cn[i]:=(sin(i*2*pi*F2/Fd)-sin(i*2*pi*F1/Fd))/(i*pi);
192     Cn[-i]:=Cn[i];
193   end;
194   for i:=1 to MaxM do Dm[-i]:=0;
195 end;
196 procedure TWaveFilter.SetBandRejectFilter(F1,F2 : real{частота пропускання});
197   var i : integer;
198       Fd : real;
199 begin

```

Рис. 5. Лістинг реалізації цифрових фільтрів.

В програмі функціонують і можуть бути використані:

- фільтр нижніх частот (ФНЧ) (LowPass) передає складові в нижньому діапазоні і зменшує складові верхніх частот;
- фільтр верхніх частот (ФВЧ) (HighPass) передає складові в верхньому діапазоні і зменшує складові нижніх частот;
- полосові фільтри (ПФ) (BandPass) передають складові, які відповідають певній полосі частот;
- режекторний фільтр (ЗФ) (BandReject) зменшує амплітуди складових певної полоси (загороджувальний).

Програма не є закінченим продуктом, і її функціонал поступово вдосконалюється і розширяється (оптимізуються алгоритми, створюються нові обробники, виправляються помилки тощо). На поточний момент найбільш головні завдання, які дозволяє вирішити програма, є: візуалізація сигналу (відображення сигналу на графіку в залежності амплітуди від часу); спектральний аналіз (відображення діаграми спектральної щільності); частотна фільтрація сигналу (вплив на сигнал НЧ, ВЧ, смуговими і режекторними фільтрами).

Також у програмі присутні обробники, що дозволяють оцінити рівень сигналу, частоту основної гармоніки, коефіцієнт кореляції 2х сигналів тощо. За допомогою віртуального приладу можна створювати і моделювати різні процеси (рис. 6) використовуючи генератори, суматори, перемножувачі сигналів, тощо.

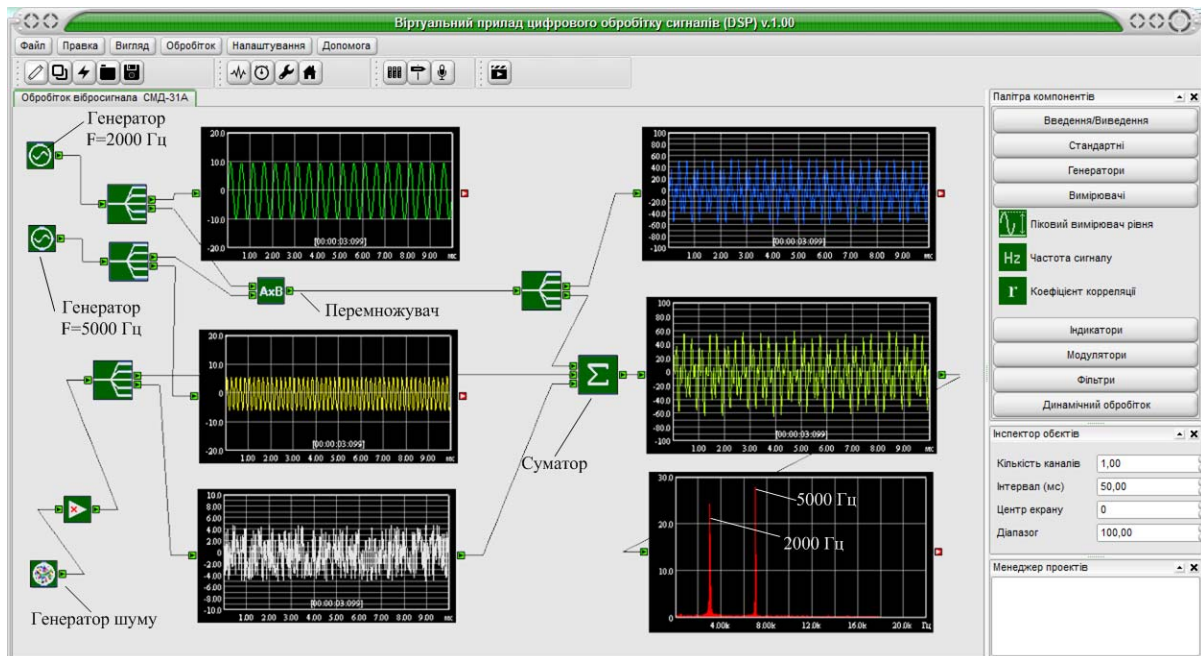


Рис. 6. Моделювання сумарного сигналу з генераторів та їх обробіток.

Кожен компонент-обробник має свою власну панель налаштувань параметрів. Крім того за допомогою програми можна

виконувати посилення сигналів, амплітудну модуляцію, поділ спектру на низькі і високі компоненти, встановлювати затримку часу, розрахунок коефіцієнта кореляції двох сигналів, тощо. Серед інших корисних можливостей – зберігання інформації про останні збережені проекти, калібрування сигналу, читання wave-файлів, записаних іншими програмами, зміна кількості каналів у компонентах-обробниках.

Висновки

1. Технологія віртуальних приладів – це метод, який уже зарекомендував себе для проектування і створення контрольно-вимірювальних систем. Цей унікальний підхід обіцяє величезні можливості для інженерів-проектувальників, яким сьогодні потрібне єдине інструментальне середовище для проектування, тестування і впровадження готових рішень.

2. Запропонований у статті віртуальний прилад для введення та цифрової обробки вимірювальної інформації для системи вібродіагностики ДВС окрім вібродіагностики можна використати в інших областях науково-виробничої діяльності.

Список літератури

1. К. Хюммель. Виртуальные приборы и проектирование DSP-систем / К. Хюммель, С. Ширман // Компоненты и технологии №3, 2008.
2. Генкин М. Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов / М. Д. Генкин, А. Г. Соколова. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
3. Новиков Ю. В. Разработка устройств сопряжения для персонального компьютера типа IBM PC / Ю. В. Новиков, О. А. Калашников, С. Э. Гуляев. – М.: Эком, 2001. – 188 с.
4. Барков А. В. Интеллектуальные системы мониторинга и диагностики машин по вибрации / А. В. Барков, Н. А. Баркова // Труды Петербургского энергетического института повышения квалификации Минтопэнерго и Института вибрации США, Выпуск 9, Санкт-Петербург, 1999 г.
5. Нестеров Ю. И. Виртуальный измерительный комплекс / Ю. И. Нестеров, А. И. Власов, Б. Н. Першин // Датчики и системы. – №4. – 2000. – С. 12–22.
6. Федосов В. П. Цифровая обработка сигналов в LabVIEW / В. П. Федосов, А. К. Нестеренко. – М., 2007. – 468 с.
7. Солонина А. И. Цифровая обработка сигналов. Моделирование в MatLab. // А. И. Солонина, С. М. Арбузов. – М.: BVH, 2008. – 816 с.

References

1. Khyummel', K., Shyrman, S. (2008). Vyrtual'nie prybori y proektyrovanye DSP-system [Virtual instrumentation and design of DSP-systems]. Components and technologies, 3, 25.
2. Henkyn, M. D., Sokolova, A. H. (1987). Vybroakustycheskaya dyahnostyka mashyn y mekhanyzmov [Vibroacoustic diagnostics of machines and mechanisms]. M.: Mashinostroenie, 288.
3. Novykov, Yu. V., Kalashnykov, O. A., Hulyaev, S. E. (2001). Razrabotka ustroystv sopryazhenyya dlya personal'noho komp'yutera typu IBM PC [Development of interface devices for a personal computer type IBM PC]. M.: EKOM, 188.

4. Barkov, A. V., Barkov, A. N. (1999). Yntellektual'nie systemi monytorynha y dyahnostyky mashyn po vybratsyy [Intelligent system for monitoring and diagnostics of machines for vibration]. Proceedings of the St. Petersburg energy Institute of advanced training of the Ministry of energy and vibration Institute, USA, Issue 9, St.-Petersburg, 26.
5. Nesterov, Yu. S., Vlasov, A. S., Would. N., Pershin (2000). Vyrtual'niy yzmerytel'niy kompleks [Virtual measuring system]. Sensors and systems, 4, 12–22.
6. Fedosov, V. P., Nesterenko, A. K. (2007). Tsyfrovaya obrabotka syhnalov v LabVIEW [Digital signal processing in LabVIEW]. M., 468.
7. Corned, Beef A. S., Arbuzov, S. M. (2008). Tsyfrovaya obrabotka syhnalov [Digital signal processing. Simulation in MatLab]. M.: BVH, 816.

ЦИФРОВАЯ ОБРАБОТКА ВИБРОСИГНАЛА ДИЗЕЛЯ И МОДЕЛЬ ВИРТУАЛЬНОГО ПРИБОРА ЕГО РЕАЛИЗАЦИИ

А. В. Надточий, Л. Л. Тимова

Аннотация. Изложена методология построения виртуальных приборов и обоснованы современные требования, которые к ним предъявляются. Разработан виртуальный прибор для ввода, генерации, моделирования и цифровой обработки виброакустических сигналов при вибродиагностике дизелей. Разработанная система является унифицированной и может быть использована для расширения и использования в других отраслях.

Одним из направлений в развитии мобильных диагностических комплексов для оценки состояния ДВС является оперативность сбора и достоверность информации, а также снижение стоимости аппаратного оборудования и программного обеспечения. Проблемой же применения методов вибрационного анализа заключается в отсутствии достаточно простых в использовании и обслуживании систем анализа виброакустических сигналов. Предложенная в статье система ввода и обработки аналоговых сигналов предназначена для измерения и цифровой обработки виброакустических сигналов при вибродиагностике.

Технология виртуальных приборов – это метод, который уже зарекомендовал себя для проектирования и создания контрольно-измерительных систем. Этот уникальный подход сулит огромные возможности для инженеров-проектировщиков, которым сегодня нужно единое инструментальная среда для проектирования, тестирования и внедрения готовых решений.

Предложенный в статье виртуальный прибор для ввода и цифровой обработки измерительной информации для системы вибродиагностики ДВС кроме вибродиагностики можно использовать в других областях научно-производственной деятельности.

Ключевые слова: вибросигнал, спектр, спектральный анализ, преобразование Фурье, виртуальный прибор

DIGITAL PROCESSING VIBRATION SIGNALS IN DIESEL AND MODEL VIRTUAL DEVICE FOR ITS IMPLEMENTATION

O. V. Nadtochiy, L. L. Titova

Abstract. *The methodology of building virtual instruments and based on current requirements that they imposed. Developed virtual instrument for input generation, simulation and digital processing of acoustic signals in the vibration diagnostics of diesel engines. The developed system is standardized and can be used to extend and use in other industries.*

One of the trends in the development of mobile diagnostic systems to assess the state of the internal combustion engine is the efficiency of collection and accuracy of the information, as well as reducing the cost of hardware and software. The problem of application of methods of vibration analysis is the lack of quite simple to use and maintain systems of analysis of vibroacoustic signals. Proposed in the paper input system and analog signal processing is designed for measurement and digital processing of acoustic signals in the vibration diagnostics.

The technology of virtual instrument is a method that has already proven itself to designing and building instrumentation systems. This unique approach promises great opportunities for engineers, who need a single tool environment for the design, testing and implementation of turnkey solutions.

Suggested in paper virtual instrument input and digital processing of measurement information for the system of vibration diagnostics vibration diagnostics of the internal combustion engine also can be used in other fields of scientific and production activities.

Keywords: *vibration spectrum, spectral analysis, Fourier transformation, virtual instrument*

УДК 631.3:614.8

ОЦІНЕННЯ ПРОФЕСІЙНОГО РИЗИКУ ТРАКТОРИСТІВ- МАШИНІСТІВ ПІД ЧАС РЕМОНТУВАННЯ ТА ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

О. В. Войналович, О. А. Гнатюк, кандидати технічних наук
e-mail: voynalov@bigmir.net

Анотація. *Оцінено професійний ризик трактористів-машиністів під час ремонтування та технічного обслуговування сільськогосподарської техніки з урахуванням ступеню впливу небезпечних виробничих чинників за критеріями Фусела-Весели та Бірнбаума.*

© О. В. Войналович, О. А. Гнатюк, 2016

DIGITAL PROCESSING VIBRATION SIGNALS IN DIESEL AND MODEL VIRTUAL DEVICE FOR ITS IMPLEMENTATION

O. V. Nadtochiy, L. L. Titova

Abstract. *The methodology of building virtual instruments and based on current requirements that they imposed. Developed virtual instrument for input generation, simulation and digital processing of acoustic signals in the vibration diagnostics of diesel engines. The developed system is standardized and can be used to extend and use in other industries.*

One of the trends in the development of mobile diagnostic systems to assess the state of the internal combustion engine is the efficiency of collection and accuracy of the information, as well as reducing the cost of hardware and software. The problem of application of methods of vibration analysis is the lack of quite simple to use and maintain systems of analysis of vibroacoustic signals. Proposed in the paper input system and analog signal processing is designed for measurement and digital processing of acoustic signals in the vibration diagnostics.

The technology of virtual instrument is a method that has already proven itself to designing and building instrumentation systems. This unique approach promises great opportunities for engineers, who need a single tool environment for the design, testing and implementation of turnkey solutions.

Suggested in paper virtual instrument input and digital processing of measurement information for the system of vibration diagnostics vibration diagnostics of the internal combustion engine also can be used in other fields of scientific and production activities.

Keywords: *vibration spectrum, spectral analysis, Fourier transformation, virtual instrument*

УДК 631.3:614.8

ОЦІНЕННЯ ПРОФЕСІЙНОГО РИЗИКУ ТРАКТОРИСТІВ- МАШИНІСТІВ ПІД ЧАС РЕМОНТУВАННЯ ТА ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

О. В. Войналович, О. А. Гнатюк, кандидати технічних наук
e-mail: voynalov@bigmir.net

Анотація. *Оцінено професійний ризик трактористів-машиністів під час ремонтування та технічного обслуговування сільськогосподарської техніки з урахуванням ступеню впливу небезпечних виробничих чинників за критеріями Фусела-Весели та Бірнбаума.*

© О. В. Войналович, О. А. Гнатюк, 2016

Аналіз мінімальних перерізів травмонебезпечної ситуації дозволяє визначити найбільш ймовірні шляхи розвитку процесів її перебігу за участі базових подій: E, G, H, L, O та F, G, H, L, O з частотою $6,837 \cdot 10^{-5}$ кожний і загальним сумарним значенням 38,4 %.

Покращення працезахоронної діяльності на сільськогосподарських підприємствах на 50% від наявного рівня дозволить знизити ймовірність настання головної події-наслідку з теперішнього $P = 3,56 \cdot 10^{-4}$ до $P = 1,78 \cdot 10^{-4}$, а отже зменшити професійний ризик трактористів-машиністів вдвічі.

Кількісні дослідження небезпечних та шкідливих виробничих чинників, визначення ступеня їх впливу на процеси зародження, формування і настання травмонебезпечних ситуацій та їх наслідків, що трапляються під час експлуатації сільськогосподарської техніки, дозволяють розробляти ефективні профілактичні заходи запобігання нещасним випадкам, виходячи з об'єктивного стану виробництва, рівня науково-технічного прогресу та економічних можливостей підприємства.

Ключові слова: *небезпечні виробничі чинники, професійний ризик, мінімальні перерізи небезпечних подій, критерії Фусела-Весели та Бірнбаума*

Поставлення проблеми. Аналіз статистичних даних щодо стану виробничого травматизму в агропромисловому комплексі України (АПК) показує, що зазначена галузь є однією з найбільш травмонебезпечних серед галузей національної економіки. Зокрема, за 2011–2015 рр. понад 500 працівників АПК отримали травми зі смертельними наслідками, що становить понад 20% від загальної кількості смертельно травмованих за цей період працівників в усіх галузях економіки України. Водночас, в одній з головних підгалузей АПК – сільськогосподарському виробництві, травми не сумісні з життям за цей період отримали майже 300 працівників, що становить близько 60% від усіх травмованих з летальними наслідками працівників аграрної галузі.

Однією з найбільш травмонебезпечних професій в аграрному виробництві є професія тракториста-машиніста (механізатора). Це пов'язано з тим, що на технологічних процесах задіяно різноманітні мобільні технічні засоби виробництва (трактори, комбайни, самохідні сільськогосподарські машини тощо), які є джерелами підвищеної небезпеки. Саме під час експлуатації сільськогосподарської техніки виникає велика кількість травмонебезпечних ситуацій, наслідком чого є аварії та випадки травмування механізаторів. Зокрема, протягом 2011–2015 рр. під час виконання робіт у полі та інших агротехнологічних операцій загинуло 74 механізатори, що становить четверту частину від загальної кількості усіх смертельно травмованих працівників, зайнятих в сільськогосподарському виробництві.

Серед випадків травмування механізаторів можна виокремити травми, отримані ними під час ремонтування та технічного обслуговування (ТО) сільськогосподарської техніки із застосуванням різноманітного технологічного обладнання, зокрема домкратів, кріплень та інших пристроїв. Так, за зазначений період часу в ремонтних майстернях сільськогосподарських підприємств та в польових умовах внаслідок падіння деталей, механізмів та корпусів машин було смертельно травмовано 12 трактористів-машиністів та водіїв вантажних автомобілів.

Тому, актуальним нині є розроблення та впровадження дієвих та ефективних профілактичних заходів щодо запобігання виробничому травматизму серед механізаторів АПК. Для цього необхідно дослідити механізми утворення травмонебезпечних ситуацій та настання нещасних випадків, використовуючи методи ймовірнісного структурно-логічного моделювання, а саме дослідити кількісний вплив первинних небезпечних подій на процеси зародження, формування та настання травмонебезпечних ситуацій та їх наслідків. Це дозволить розробляти та своєчасно впроваджувати відповідні профілактичні заходи щодо запобігання нещасних випадків на виробництві.

Аналіз останніх досліджень. Наукові дослідження як вітчизняних, так і зарубіжних фахівців свідчать, що проблема виробничого травматизму трактористів-машиністів АПК є нині достатньо гострою. Водночас, шляхи її вирішення є доволі різними і залежать від належності дослідника до тієї чи іншої наукової школи. Зокрема, у багатьох роботах зосереджено увагу на аналізі стану виробничого травматизму та його причин, однак без достатніх досліджень впливу небезпечних виробничих чинників на ймовірність настання нещасних випадків [1–5]. Лише деякі напрацювання свідчать про спробу їх авторів дослідити ймовірності настання небажаних наслідків (аварій, травм тощо) під час експлуатації сільськогосподарської техніки залежно від ступеня впливу первинних (базових) подій на процеси перебігу травмонебезпечних ситуацій [6, 7], хоча ґрунтовні дослідження у цьому напрямку вже існують в атомній енергетиці [8] та інших галузях економіки [9, 10].

Мета досліджень. Метою дослідження є визначення ступеня впливу первинних (базових) подій на процеси зародження, формування і настання травмонебезпечних ситуацій та їх наслідків під час ремонтування та технічного обслуговування сільськогосподарської техніки.

Результати досліджень. Дослідження причин нещасних випадків, що трапилися з механізаторами під час експлуатації сільськогосподарської техніки, показує, що зародження, формування і розвиток вказаних негативних явищ характеризується логічним

поєднанням або перетином випадкових подій у просторі та часі, від набору і комбінації яких залежить характер розвитку травмонебезпечних ситуацій, що виникають з різною частотою на різних стадіях аварійного чи катастрофічного процесів [11]. В основі формування зазначеної комбінації випадкових подій та їх наслідків лежить причинно-наслідковий логічний зв'язок, що полягає у перетині та (або) об'єднанні первинних (базових) подій. Для вивчення цього зв'язку, встановлення якісних та кількісних характеристик процесів перебігу травмонебезпечних ситуацій використовують структурно-логічні методи моделювання, зокрема метод «дерева відмов».

Під час дослідження «дерева відмов» з'ясовують комбінації відмов машин та обладнання, помилок працівників та природних впливів, що призводять до настання небажаної події-наслідку. Тому цей метод активно застосовують для аналізу можливих причин виникнення аварійних і травмонебезпечних ситуацій та розрахунку їх ймовірностей [12–14].

У даній роботі було проаналізовано одну з типових травмонебезпечних ситуацій, що трапляються на механізованих роботах в АПК, – травмування трактористів-машиністів внаслідок падіння на них деталей, механізмів та корпусів машин під час ремонтування чи ТО сільськогосподарської техніки (рис. 1).

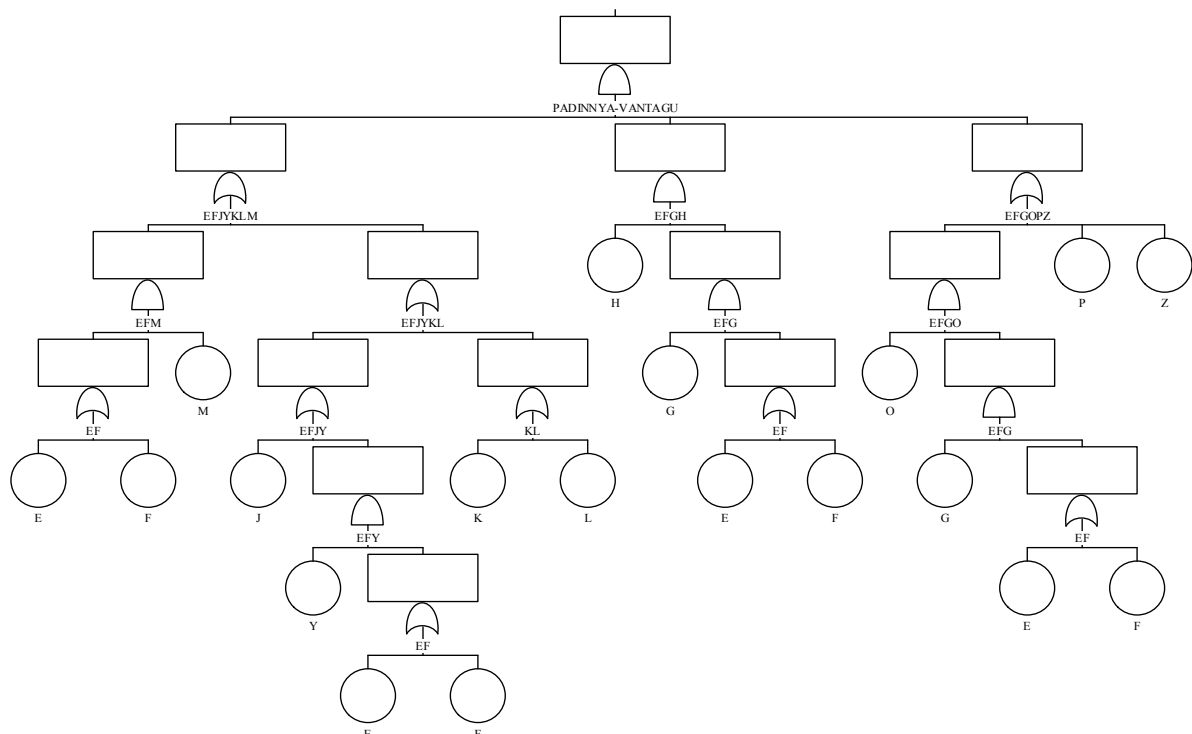


Рис. 1. Логіко-імітаційна модель процесу перебігу травмонебезпечної ситуації: «Травмування трактористів-машиністів внаслідок падіння на них деталей, механізмів та корпусів машин під час ремонтування чи ТО сільськогосподарської техніки».

Для аналітичного дослідження зазначеної логіко-імітаційної моделі процесу перебігу травмонебезпечної ситуації та оцінення ризику травмування механізаторів внаслідок падіння на них деталей, механізмів та корпусів машин під час ремонтування чи ТО сільськогосподарської техніки, було застосовано комп'ютерну програму *SAPHIRE* [15].

Настання зазначеної травмонебезпечної ситуації передбачає збіг у просторі та часі різних груп небезпечних та шкідливих виробничих чинників, що мають технічну та людську природу.

До технічної групи небезпечних виробничих чинників належать: несправність домкратів, кріплень, зокрема внаслідок їх фізичного зношення і наявності експлуатаційних дефектів, застосування нестандартних захоплювачів та підставок тощо.

До групи небезпечних та шкідливих виробничих чинників, що пов'язані з людиною, належать: зниження концентрації уваги або сповільнення реакції організму механізатора на подразники виробничого довкілля під час виконання ремонтних робіт чи ТО сільськогосподарських машин та тракторів, внаслідок чого механізатор може потрапити до небезпечної зони, ненадійне закріплення деталей, механізмів та агрегатів загалом, що може призвести до їх самовільного руху і падіння.

У даній моделі настання небажаної події – головної події-наслідку залежить від наявності трьох груп небезпечних та шкідливих виробничих чинників: перебування механізатора у небезпечній зоні (*EFGH*) за зниженої концентрації уваги чи сповільненої реакції на подразники виробничого довкілля (*EFJYKLM*) та неконтрольованого, самовільного руху машини, агрегату, деталі тощо з наступним їх падінням (*EFGOPZ*) (див. рис. 1).

У свою чергу, кожна з цих груп формується шляхом поєднання та (або) перетину таких підгруп небезпечних подій (чинників): застосування нестандартних захоплювачів та підставок (*EFO*); раптовий вихід з ладу домкрата (*Z*); обривання тросів, захоплювачів, кріплень внаслідок наявності прихованих дефектів (*P*); незадовільний стан контролю з охорони праці на підприємстві (*EF*); залучення до роботи працівників з низьким рівнем професійної підготовки, зокрема з питань охорони праці (*EFG*); зниження концентрації уваги чи сповільнення реакції організму механізатора на подразники виробничого довкілля (*EFJYKLM*) через психофізіологічну втому (*EFJYKL*) або внаслідок перебування на робочому місці у стані алкогольного чи наркотичного сп'яніння (*EFM*) тощо. Аналогічно, кожна з наведених підгруп є результатом комбінації наступних первинних подій (чинників): фактична відсутність служби охорони праці на підприємстві (*E*); незадовільна діяльність служби охорони праці – не проводять належним чином

навчання та відповідні інструктажі з питань охорони праці, не контролюють технічний стан машин та обладнання з позиції їх безпеки, не відстежують професійну придатність та стан здоров'я працівників у разі прийняття на роботу тощо (F); відсутність професійно підготовлених трудових ресурсів на ринку праці, здатних працювати на машинно-тракторних агрегатах (МТА), а отже низька кваліфікація задіяних на механізованих роботах працівників (G); незадовільний матеріально-технічний стан підприємства (O); не проведення профілактичного медичного огляду, усунення несправностей чи інші причини, які змушують механізатора перебувати у небезпечній зоні (H); нестача придатних за станом здоров'я до виконання відповідних робіт працівників (Y); ненормований робочий день механізатора (J); стресові ситуації, емоційні перенапруження (K); перевищення гранично допустимого рівня шуму МТА, що призводить до втоми (L); низький рівень трудової дисципліни та культури праці механізатора – вживання алкогольних напоїв чи наркотичних речовин під час роботи (M) тощо.

1. Сміслове значення елементів логіко-імітаційної моделі перебігу травмобезпечної ситуації: «Травмування трактористів-машиністів внаслідок падіння на них деталей, механізмів та корпусів машин під час ремонтування та ТО сільськогосподарської техніки»

Найменування елементів (базових подій)	Короткий опис елементів (базових подій)	Кількісне значення елементів (базових подій)
1	2	3
E	Фактична відсутність служби охорони праці на підприємстві	0,3064
F	Незадовільна діяльність служби охорони праці (не проводять навчання та відповідні інструктажі з питань охорони праці, не контролюють технічний стан машин та обладнання з позиції їх безпечності, не контролюють професійну придатність працівників та стан їхнього здоров'я під час приймання на роботу тощо)	0,3064
G	Нестача кваліфікованих, професійно підготовлених працівників на ринку праці	0,185
H	Необхідність проведення профілактичного огляду, усунення несправностей чи інші причини, які змушують механізатора перебувати у небезпечній зоні	0,0786
Y	Нестача придатних за станом здоров'я до виконання відповідних робіт працівників	0,021
J	Ненормований робочий день механізатора	0,0125

Продовження табл. 1

1	2	3
K	Стресові ситуації, емоційні перенапруження	0,0241
L	Перевищення гранично допустимого рівня шуму МТА	0,0682
M	Низький рівень трудової дисципліни та культури праці механізатора (вживання алкоголю, психотропних чи наркотичних речовин під час роботи)	0,0228
O	Незадовільний матеріально-технічний стан підприємства	0,225
P	Обривання тросів, захоплювачів, кріплень, внаслідок наявності прихованих дефектів	0,0147
Z	Раптовий вихід з ладу домкрата	0,0294
TRAVM-MECHAN	Падіння на механізатора вантажу (машини, агрегати чи їх корпуси, деталі тощо) та його травмування	$3,56 \cdot 10^{-4}$

2. Таблиця значень мінімальних перерізів небезпечних подій

Family-> TEST Fault Tree-> TRAVM-MECHAN
Mincut Upper Bound -> 3.56E-004 This Partition -> 3.56E-004

Cut	%	% Cut		
No.	Total	Set	Frequency	Cut Sets
1	19.2	19.2	6.837E-005	E, G, H, L, O
2	38.4	19.2	6.837E-005	F, G, H, L, O
3	45.2	6.8	2.416E-005	E, G, H, K, O
4	52.0	6.8	2.416E-005	F, G, H, K, O
5	58.4	6.4	2.286E-005	E, G, H, M, O
6	64.8	6.4	2.286E-005	F, G, H, M, O
7	70.7	5.9	2.105E-005	E, G, H, O, Y
8	76.6	5.9	2.105E-005	F, G, H, O, Y
9	80.2	3.5	1.253E-005	E, G, H, J, O
10	83.7	3.5	1.253E-005	F, G, H, J, O
11	86.2	2.5	8.933E-006	E, G, H, L, Z
12	88.7	2.5	8.933E-006	F, G, H, L, Z
13	90.0	1.3	4.467E-006	E, G, H, L, P
14	91.2	1.3	4.467E-006	F, G, H, L, P
15	92.1	0.9	3.157E-006	E, G, H, K, Z
16	93.0	0.9	3.157E-006	F, G, H, K, Z
17	93.8	0.8	2.987E-006	E, G, H, M, Z
18	94.7	0.8	2.987E-006	F, G, H, M, Z
19	95.5	0.8	2.751E-006	E, G, H, Y, Z
20	96.2	0.8	2.751E-006	F, G, H, Y, Z
21	96.7	0.5	1.637E-006	E, G, H, J, Z
22	97.2	0.5	1.637E-006	F, G, H, J, Z
23	97.6	0.5	1.578E-006	E, G, H, K, P
24	98.1	0.5	1.578E-006	F, G, H, K, P
25	98.5	0.4	1.493E-006	E, G, H, M, P
26	98.9	0.4	1.493E-006	F, G, H, M, P
27	99.3	0.4	1.375E-006	E, G, H, P, Y
28	99.7	0.4	1.375E-006	F, G, H, P, Y
29	99.9	0.2	8.187E-007	E, G, H, J, P
30	100.0	0.2	8.187E-007	F, G, H, J, P

За наявності частини з названих небезпечних та шкідливих виробничих чинників, у разі поєднання їх у просторі та часі може сформуватися і настати травмонебезпечна ситуація з усіма

можливими негативними наслідками (отримання механізатором травм різного ступеню важкості). Кількісні значення ймовірностей базових (первинних) подій зазначеної логічної моделі перебігу травмонебезпечної ситуації було розраховано на основі статистичних даних про причини виробничого травматизму в АПК України [16]. Сміслові позначення цих подій представлено у табл. 1. Результати генерації мінімальних перерізів зазначеної травмонебезпечної ситуації дають підстави стверджувати, що існують два найбільш ймовірних шляхи розвитку процесу її перебігу з тридцяти можливих за участі базових подій: *E, G, H, L, O* та *F, G, H, L, O* з частотою $6,837 \cdot 10^{-5}$ кожний і загальним сумарним значенням 38,4 % (табл. 2). Аналізуючи дані розрахунку відносної значущості базових подій за критерієм Фусела-Весели можна зазначити, що в усіх тридцяти варіантах розвитку процесу перебігу травмонебезпечної ситуації беруть участь події *G* та *H*, які є найбільш значущими серед усіх інших подій (табл. 3).

3. Таблиця значень відносної значущості первинних (базових) подій за критерієм Фусела-Весели

Sorted by Fussell-Vesely Importance						
Event Name	Num. of Occ.	Probability of Failure	Fussell-Vesely Importance	Risk Reduction	Risk Increase	Risk Ratio
G	30	1.850E-001	1.000E+000	-----	5.402E+000	
H	30	7.860E-002	1.000E+000	-----	1.270E+001	
O	10	2.250E-001	8.361E-001	6.101E+000	3.878E+000	
F	15	3.064E-001	5.000E-001	2.000E+000	2.131E+000	
E	15	3.064E-001	5.000E-001	2.000E+000	2.131E+000	
L	6	6.820E-002	4.589E-001	1.848E+000	7.265E+000	
K	6	2.410E-002	1.622E-001	1.194E+000	7.561E+000	
M	6	2.280E-002	1.534E-001	1.181E+000	7.570E+000	
Y	6	2.100E-002	1.413E-001	1.165E+000	7.582E+000	
Z	10	2.940E-002	1.092E-001	1.123E+000	4.604E+000	
J	6	1.250E-002	8.410E-002	1.092E+000	7.639E+000	
P	10	1.470E-002	5.462E-002	1.058E+000	4.659E+000	

4. Таблиця значень абсолютної значущості первинних (базових) подій за критерієм Бірнбаума

Sorted by Birnbaum Importance Measure						
Event Name	Num. of Occ.	Probability of Failure	Birnbaum Importance Measure	Risk Reduction	Risk Increase	Risk Difference
H	30	7.860E-002	4.524E-003	3.563E-004	4.168E-003	
L	6	6.820E-002	2.396E-003	1.635E-004	2.232E-003	
K	6	2.410E-002	2.395E-003	5.777E-005	2.338E-003	
M	6	2.280E-002	2.395E-003	5.465E-005	2.341E-003	
Y	6	2.100E-002	2.395E-003	5.034E-005	2.345E-003	
J	6	1.250E-002	2.395E-003	2.996E-005	2.365E-003	
G	30	1.850E-001	1.924E-003	3.563E-004	1.568E-003	
O	10	2.250E-001	1.323E-003	2.979E-004	1.025E-003	
Z	10	2.940E-002	1.323E-003	3.892E-005	1.284E-003	
P	10	1.470E-002	1.323E-003	1.946E-005	1.303E-003	
F	15	3.064E-001	5.812E-004	1.781E-004	4.031E-004	
E	15	3.064E-001	5.812E-004	1.781E-004	4.031E-004	

Аналізуючи дані розрахунку абсолютної значущості базових подій за критерієм Бірнбаума можна також зазначити, що в усіх тридцяти варіантах розвитку процесу перебігу травмонебезпечної ситуації беруть участь події G та H , водночас значущість події G є меншою за значущість подій L , K , M , Y та J (табл. 4).

Ймовірність настання головної події-наслідку *Travm-Mechan* у вигляді травмування трактористів-машиністів внаслідок падіння на них деталей, механізмів та корпусів машин під час ремонтування чи ТО сільськогосподарської техніки за заданих значеннях первинних (базових) подій становитиме $P_{TRAVM-MECHAN} = 3,56 \cdot 10^{-4}$.

Зазначені результати проведених досліджень дають змогу зосередити увагу на найбільш небезпечних та несприятливих первинних (базових) подіях для розроблення ефективних профілактичних заходів щодо запобігання нещасним випадкам. Водночас, походження та характер зазначених подій зумовлює певні обмеження у плануванні працезохоронних заходів.

Зокрема, на подію H впливати складно, оскільки ця подія характеризує об'єктивний стан виробничого процесу, а саме – необхідність проведення профілактичного огляду, усунення несправностей чи інші причини, які змушують механізатора перебувати у небезпечній зоні, усунення якої є практично неможливим. Також й на події G та O вплив обмежений, оскільки брак кваліфікованих, професійно підготовлених працівників на ринку праці та незадовільний матеріально-технічний стан сільськогосподарських підприємств є реаліями сьогодення.

Тому, насамперед, потрібно спрямувати зусилля щодо зменшення ймовірності початкових значень інших системоутворювальних первинних (базових) подій, зокрема подій F та E , що полягає у наявності фахівців з охорони праці на підприємстві та належне і ефективне виконання ними своїх обов'язків. Виконані у рамках застосованої моделі розрахунки показують, що у разі покращення працезохоронної діяльності на сільськогосподарських підприємствах на 50% від наявного рівня, тобто у разі зниження ймовірності первинних (базових) подій F та E вдвічі, ймовірність настання головної небажаної події-наслідку буде дорівнювати $P_{TRAVM-MECHAN} = 1,78 \cdot 10^{-4}$.

Висновки

1. Аналіз мінімальних перерізів травмонебезпечної ситуації дозволяє визначити найбільш ймовірні шляхи розвитку процесів її перебігу за участі базових подій: E , G , H , L , O та F , G , H , L , O з частотою $6,837 \cdot 10^{-5}$ кожний і загальним сумарним значенням 38,4 %.

2. Покращення працезохоронної діяльності на сільськогосподарських підприємствах на 50% від наявного рівня дозволить знизити ймовірність настання головної події-наслідку з

теперішнього $P = 3,56 \cdot 10^{-4}$ до $P = 1,78 \cdot 10^{-4}$, а отже зменшити професійний ризик трактористів-машиністів вдвічі.

3. Кількісні дослідження небезпечних та шкідливих виробничих чинників, визначення ступеня їх впливу на процеси зародження, формування і настання травмонебезпечних ситуацій та їх наслідків, що трапляються під час експлуатації сільськогосподарської техніки, дозволяють розробляти ефективні профілактичні заходи запобігання нещасним випадкам, виходячи з об'єктивного стану виробництва, рівня науково-технічного прогресу та економічних можливостей підприємства.

Список літератури

1. Загородних А. Факторы, определяющие производственный травматизм на транспортных средствах в сельском хозяйстве / А. Загородних, С. Копылов // Сельскохозяйственная техника: обслуживание и ремонт. – 2011. – № 2. – С. 57–62.
2. Радионов Н. Состояние промышленной безопасности в Украине. Акценты в работе надзора / Н. Радионов // Промислова безпека. – 2013. – № 11. – С. 14–18.
3. Комар А. С. Аналіз стану охорони праці в агропромисловому комплексі України / А. С. Комар // Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2012. – Вип. 2. – Т. 3. – С. 75–80.
4. Рогач Ю. П. Напрями зниження професійного ризику в АПК / Ю. П. Рогач, А. С. Комар // Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2012. – Вип. 2. – Т. 2. – С. 156–162.
5. Лапин А. Травматизм со смертельным и тяжелым исходом в крестьянских (фермерских) хозяйствах, его причины и предупреждение / А. Лапин, Н. Студенникова, В. Орлов // Охрана труда и техника безопасности в сельском хозяйстве. – 2008. – № 4. – С. 23–28.
6. Гнатюк О. А. Моделювання впливу небезпечних виробничих чинників на показники безпеки машинно-тракторних агрегатів в умовах агропромислового виробництва імовірнісними методами / О. А. Гнатюк, В. В. Безун // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. – Дослідницьке, 2012. – Вип. 16 (30), кн. 2. – С. 81–96.
7. Войналович О. В. Охрана праці на транспортних роботах у сільському господарстві / О. В. Войналович, О. А. Гнатюк // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – Х., 2012. – Вып. 59. – С. 108–112.
8. Швыряев Ю. В. Вероятностный анализ безопасности атомных станций. Методика выполнения / Ю. В. Швыряев. – М.: ИАЭ им. И. В. Курчатова, 1992. – 266 с.
9. Гражданкин А. И. Использование вероятностных оценок при анализе безопасности опасных производственных объектов / А. И. Гражданкин, М. В. Лисанов, А. С. Печеркин // Безопасность труда в промышленности. – 2001. – № 5. – С. 33–36.
10. Гражданкин А. И. Экспертная система оценки техногенного риска опасных производственных объектов / А. И. Гражданкин // Безопасность жизнедеятельности. – 2001. – № 2. – С. 6–10.

11. Гнатюк О. А. Оцінка професійного ризику механізаторів при роботі на мобільних машинно-тракторних агрегатах / О. А. Гнатюк // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – Х.: ХНТУСГ, 2005. – Вип. 41. – С. 494–498.
12. Белов П. Г. Теоретические основы системной инженерии безопасности / П. Г. Белов. – К.: КМУГА, 1997. – 426 с.
13. Рябинин И. А. Надежность и безопасность структурно-сложных систем / И. А. Рябинин. – СПб.: Политехника, 2000. – 248 с.
14. Антонов Г. Н. О новых подходах к построению логико-вероятностных моделей безопасности структурно-сложных систем / Г. Н. Антонов, А. С. Можаяев // Проблемы безопасности при чрезвычайных ситуациях. – М.: ВИНТИ, 1999. – Вып. 9. – С. 14–27.
15. Імовірнісний аналіз безпеки атомних станцій (ІАБ) / В. В. Бєзун, О. В. Горбунов, І. М. Кащенко. – К., 2000. – 568 с.
16. Статистичний бюлетень «Травматизм на виробництві» [Електронний ресурс] / Державна служба статистики України. URL: <http://www.ukrstat.gov.ua>.

References

1. Zahorodnykh, A., Kopilov S. (2011). Faktori, opredelyayushchye proyzvodstvenniy travmatyzm na transportnikh sredstvakh v sel'skom khozyaystve [Determinants of occupational injuries in vehicles in agriculture]. Agricultural engineering: maintenance and repair, 2, 57–62.
2. Radyonov, N. (2013). Sostoyanye promishlennoy bezopasnosty v Ukrayne. Aktsenti v rabote nadzora [The state of industrial safety in Ukraine. The emphasis in the work of supervision]. Industrial safety, 11, 14–18.
3. Komar, A. S. (2012). Analiz stanu okhorony pratsi v ahropromyslovomu kompleksi Ukrayiny [Analysis of state of labour protection in the agricultural sector of Ukraine]. Naukovyy visnyk TDATU, Melitopol': TDATU, Vyp. 2, T. 3, 75–80.
4. Rohach, Yu. P., Komar A. S. (2012). Napryamy znyzhennya profesiynoho ryzyku v APK [Direction of reducing occupational risk in agriculture]. Naukovyy visnyk TDATU, Melitopol': TDATU, Vyp. 2, T. 2, 156–162.
5. Lapyn, A., Studennykova, N., Orlov, V. (2008). Travmatyzm so smertel'nim y tyazhelim yskhodom v krest'yanskykh (fermerskykh) khozyaystvakh, eho prychyni y preduprezhdenye [Injuries with fatal and severe outcomes in the peasant (farm), its causes and prevention]. Health and safety in agriculture, 4, 23–28.
6. Hnatyuk, O. A., Byehun, V. V. (2012). Modelyuvannya vplyvu nebezpechnykh vyrobnychykh chynnykiv na pokaznyky bezpeky mashynno-traktornykh ahrehativ v umovakh ahropromyslovoho vyrobnytstva imovirnisnymy metodamy [Modeling the impact of hazardous production factors on the safety performance of tractors in terms of agricultural production with probabilistic methods]. Technical and technological aspects of the development and testing of new equipment and technologies for agriculture of Ukraine, Doslidnyts'ke, Vyp. 16 (30), kn. 2, 81–96.
7. Voynalovych, O. V., Hnatyuk, O. A. (2012). Okhorona pratsi na transportnykh robotakh u sil's'komu hospodarstvi [Occupational safety in transport works in agriculture]. Bulletin of Kharkov National Automobile and Highway University, Kh., Vip. 59, 108–112.
8. Shviryayev, Yu. V. (1992). Veroyatnostniy analiz bezopasnosty atomnykh stantsyy. Metodyka vipolnenyya [Probabilistic analysis of safety of nuclear stations. Methods of execution]. M.: YAE ym. Y. V. Kurchatova, 266.
9. Hrazhdankyn, A. Y., Lysanov, M. V., Pecherkyn, A. S. (2001). Yspol'zovanye veroyatnostnykh otsenok pry analyze bezopasnosty opasnykh proyzvodstvennykh

объектов [The use of probabilistic evaluations in the safety analysis of hazardous production facilities]. Labour Safety in industry, 5, 33–36.

10. Hrazhdankyn, A. Y. (2001). Ekspertnaya systema otsenky tekhnogennoho ryska opasnykh proizvodstvennykh ob'ektov [Expert system of estimation of technogenic risk of hazardous production facilities]. Life Safety, 2, 6–10.

11. Hnatyuk, O. A. (2005). Otsinka profesiynoho ryzyku mekhanizatoriv pry roboti na mobil'nykh mashynno-traktornykh ahrehatakh [Evaluation of occupational exposure of operators when working on mobile tractor units]. Bulletin of HNTUSH im. Peter Vasilenko, Kh.: KhNTUS·H, Vyp. 41, 494–498.

12. Belov, P. H. (1997). Teoretycheskiye osnovy systemnoy ynzheneryy bezopasnosti [Theoretical foundations of systems engineering security]. K.: KМУHA, 426.

13. Ryabynyn, Y. A. (2000). Nadezhnost' y bezopasnost' strukturno-slozhnykh system [Reliability and safety of structurally complex systems]. SPb.: Polytekhnika, 248.

14. Antonov, H. N., Mozhaev, A. S. (1999). O novykh podkhodakh k postroyeniyyu lohyko-veroyatnostnykh modeley bezopasnosti strukturno-slozhnykh system [New approaches to the construction of logico-probabilistic security models of structurally complex systems]. Problemy bezopasnosti pry chrezvichaynykh sytuatsyyakh, M.: VYNYTY, Vip. 9, 14–27.

15. Byehun, V. V., Horbunov, O. V., Kashchenko, I. M. (2000). Imovirnisnyy analiz bezpeky atomnykh stantsiy [Probabilistic safety analysis of nuclear power plants]. K., 568.

16. Statystychnyy byuleten' «Travmatyzm na vyrobnytstvi» [Elektronnyy resurs] [Statistical Bulletin "occupational injuries" : electronic resource] (2016). / Derzhavna sluzhba statystyky Ukrayiny. URL: <http://www.ukrstat.gov.ua>.

ОЦЕНКА ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО РИСКА ТРАКТОРИСТОВ-МАШИНИСТОВ ВО ВРЕМЯ РЕМОНТА И ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

А. В. Войналович, А. А. Гнатюк

Аннотация. *Оценен профессиональный риск трактористов-машинистов во время ремонта и технического обслуживания сельскохозяйственной техники с учетом степени влияния опасных производственных факторов по критериям Фусела-Веселы и Бирнбаума.*

Анализ минимальных сечений травмоопасной ситуации позволяет определить наиболее вероятные пути развития процессов ее протекания при участии базовых событий: E, G, H, L, O и F, G, H, L, O с частотой $6,837 \cdot 10^{-5}$ каждый и общим суммарным значением 38,4 %.

Улучшению трудовой деятельности на сельскохозяйственных предприятиях на 50% от существующего уровня позволит снизить вероятность наступления главного события-следствия из настоящего $\Gamma = 3,56 \cdot 10^{-4}$ до $P = 1,78 \cdot 10^{-4}$, а следовательно уменьшить профессиональный риск трактористов-машинистов вдвое.

Количественные исследования опасных и вредных производственных факторов, определение степени их влияния на

процессы зарождения, формирования и наступления травмоопасных ситуаций и их последствий, которые встречаются во время эксплуатации сельскохозяйственной техники, позволяют разрабатывать эффективные профилактические меры предотвращения несчастных случаев, исходя из объективного состояния производства, уровня научно-технического прогресса и экономических возможностей предприятия.

Ключевые слова: опасные производственные факторы, профессиональный риск, минимальные сечения опасных событий, критерии Фусела-Веселы и Бирнбаума

ASSESSMENT OF OCCUPATIONAL EXPOSURE OF TRACTOR DRIVERS DURING REPAIR AND MAINTENANCE OF AGRICULTURAL MACHINERY

O. V. Voynalovich, O. A. Hnatiuk

Abstract. *Appreciated by professional the risk of tractor drivers during the repair and maintenance of agricultural machinery, taking into account the degree of influence of dangerous production factors according to the criteria Fusel-Fun and Birnbaum.*

Analysis of the minimal cross-sections a traumatic situation allows you to determine the most probable path of development of processes of disease, with the participation of the basic events: E, G, H, L, O, and F, G, H, L, O frequency $6,837 \cdot 10^{-5}$ each and the total value of 38.4 %.

Improving labour protection standards activities in agricultural enterprises by 50% from existing level will reduce the probability of occurrence of the main event-the investigation of present $D = 3,56 \cdot 10^{-4}$ to $P = 1,78 \cdot 10^{-4}$, and hence to reduce risk of tractor drivers twice.

Quantitative research is dangerous and harmful factors, determine the degree of their influence on the processes of origin, formation and occurrence of traumatic situations and their consequences, which occur during operation of agricultural machinery, allow us to develop effective preventive measures to prevent accidents based on objective condition of production, the level of scientific and technological progress and economic capacity of the enterprise.

Keywords: *occupational hazards, professional risk, minimum cross-section of dangerous events, criterions Fussell-Vesely and Birnbaum*

**ЗМЕНШЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ
НА МЕТАЛОКОНСТРУЦІЇ ПРОЛЬОТНИХ КРАНІВ ШЛЯХОМ
ОПТИМІЗАЦІЇ ПЕРЕХІДНОГО ПРОЦЕСУ ПУСКУ КРАНА
ЗА КОМПЛЕКСНИМ КРИТЕРІЄМ**

В. С. Ловейкін, доктор технічних наук

В. В. Крушельницький, аспірант*

e-mail: lovvs@ukr.net

Анотація. *В роботі вирішена задача оптимізації перехідного процесу пуску механізму переміщення мостового крана. В якості оптимізаційного критерію використано комплексний інтегральний критерій, який включає в себе середньоквадратичне значення функції зусилля, що діє в мості крана та середньоквадратичне значення функції зусиль від коливань вантажу. Для синтезу оптимального закону руху перехідного режиму пуску крана використана тримасова динамічна модель крана, на основі якої отримано систему диференціальних рівнянь руху крана. Оптимальний режим руху крана отриманий внаслідок розв'язку диференціального рівняння шістнадцятого порядку методом коллокацій. Результати оптимізації проілюстровані графіками швидкості і рушійного зусилля кінцевих балок та фазовими портретами коливань вантажу і пружного зусилля, яке виникає у мостовій балці. В результаті проведеної оптимізації після закінчення перехідного процесу пуску крана за оптимальним законом коливальні процеси відсутні, а під час самого процесу пуску крана відхилення вантажу не перевищує 0,14 м при довжині каната 3 м. Синтезовані оптимальні закони руху можуть бути використані для розробки системи керування мостовим краном на базі мікроконтролера та частотного перетворювача, яка буде працювати в режимі реального часу. Використання такої системи дасть можливість значно зменшити коливання вантажу на гнучкому підвісі та динамічні навантаження, що діють на металоконструкції крана, і як наслідок, підвищується надійність роботи крана, зменшуються енерговитрати приводних механізмів та підвищується продуктивність і безпечність експлуатації крана.*

Ключові слова: *кран, динамічні навантаження, динамічна модель, математична модель, приведена маса, балка крана, оптимізація, комплексний критерій*

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

© В. С. Ловейкін, В. В. Крушельницький, 2016

Постановка проблеми. Під час переміщення вантажу прольотним краном металоконструкції та кранові механізми, піддаються динамічним навантаженням, які зумовлені коливаннями вантажу, що передаються на мостову балку крана. Такі процеси супроводжуються підвищеною витратою електроенергії, вони зменшують надійність крана та призводять до передчасного виходу із ладу кранових механізмів. Внаслідок цього виникає необхідність у додаткових матеріальних витратах на ремонт та обслуговування крана. Тому при роботі вантажопідйомних машин необхідно уникати небажаних факторів, які викликані динамічними навантаженнями в металоконструкціях.

Аналіз останніх досліджень. Компанією Schneider Electric [1] для механізмів горизонтального переміщення з метою зменшення динамічних навантажень на металоконструкції і механізми електроприводів запропоновано обмежити прискорення під час процесу пуску/гальмування та накладати гальма при швидкостях близьких до нуля. Також запропоновано використовувати крановий привід з асинхронним двигуном і короткозамкненим ротором при живленні від частотного перетворювача. Автори роботи [2] запропонували оптимізацією методом покоординатного спуску, суть якого полягає в почерговій зміні положень вузлів інтерполяції на певний крок від початкового положення. Варіант, при якому відхилення вантажу є мінімальними, визнається раціональним. Автори роботи [3] запропоновали алгоритм керування електроприводом підйому кранового механізму, який забезпечує автоматичне обмеження динамічних навантажень при максимально можливій швидкодії в рамках невизначеності по відношенню до маси вантажу з виключенням коливальної складової перехідного процесу. В роботі [4] запропоновано зменшити динамічні навантаження на конструкцію крана за рахунок розрахованих оптимальних гальмівних характеристик. У якості оптимізаційного критерію використано узагальнену функцію бажаності Харрінгтона. В роботі [5] досліджувались кінцеві умови, за якими коливання елементів мостового крана і вантажу закріпленого на гнучкому підвісі усуваються до кінця перехідного процесу за рахунок зменшення тривалості коливань у елементах крана. В роботі виконана оптимізація перехідного процесу руху крана за критерієм середньоквадратичного відхилення рушійного зусилля. В роботі [6] запропоновано застосовувати систему обмеження перекосу моста шляхом порівняння переміщень опор моста та систему обмеження перекосу моста на основі визначення положення опори моста відносно підкранової колії за допомогою фазі-регулятора. В роботі [7] здійснено гасіння горизонтальних пружних коливань конструкцій

мостового крана за рахунок синтезу модального регулятора. При дослідженні використовувалася двомасова динамічна модель та пакет Comsol Multiphysics. Спираючись на вище вказані дослідження пропонується зменшити динамічні зусилля, що діють на кранову балку шляхом оптимізації процес пуску за комплексним критерієм, до якого входять власні коливання вантажу та пружне зусилля, яке виникає у мостовій балці крана.

Мета досліджень. Метою даної роботи є вирішення задачі зменшення динамічних навантажень які виникають у крановому мості під час руху механізму переміщення прольотного крану шляхом оптимізації процесу пуску за комплексним критерієм.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання: виконати постановку оптимізаційної задачі; розв'язати оптимізаційну задачу; проаналізувати отримані результати.

Результати досліджень. Для проведення дослідження використано тримасову динамічну модель мостового крана із вантажем на гнучкому підвісі (рис. 1) [8].

На рис. 1 зображено приведені маси m_0 , m_1 , m відповідно приводу і кінцевих балок, кранового візка і балки, а також вантажу. Маса приводу і кінцевих балок з'єднана з приведеною масою кранового візка та балкою крана пружним елементом з жорсткістю c . До маси приводу і кінцевих балок прикладено рушійне зусилля F_p та сила опору переміщення балки крана W . В цій моделі x , x_0 , x_1 узагальнені координати центрів мас вантажу, приводу і кінцевих балок, кранового візка і балки відповідно, а l – довжина гнучкого підвісу вантажу. Динамічна модель (рис. 1) описується наступною системою диференціальних рівнянь руху [8] (крапка над символом означає диференціювання за часом):

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

Функція внутрішнього зусилля, що діє на міст крана, описується таким виразом:

$$F_m = c(x_0 - x_1). \quad (2)$$

Функція зусиль, що виникають від коливань вантажу має вигляд:

$$F_g = \frac{mg}{l}(x_1 - x). \quad (3)$$

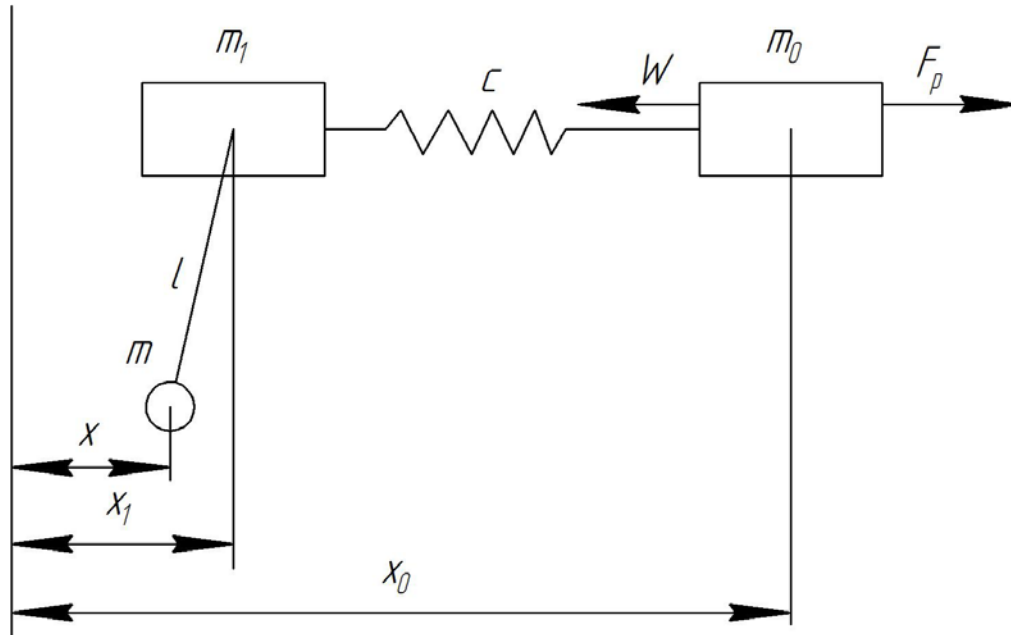


Рис. 1. Тримасова динамічна модель мостового крана.

Для визначення залежностей переміщення, швидкості та прискорення зведеної маси мостової балки використовуємо систему диференціальних рівнянь (1):

$$x_1 = x + \frac{l}{g} \ddot{x}, \quad (4)$$

$$\dot{x}_1 = \dot{x} + \frac{l}{g} \ddot{x}, \quad (5)$$

$$\ddot{x}_1 = \ddot{x} + \frac{l}{g} \ddot{x}. \quad (6)$$

Для кінцевих балок:

$$x_0 = m_1 \frac{l}{cg} \ddot{x} + \left(\frac{m + m_1}{c} + \frac{l}{g} \right) \ddot{x} + x = x + \left(\frac{m + m_1}{c} + \frac{l}{g} \right) \ddot{x} + \frac{m_1 l}{cg} \ddot{x}, \quad (7)$$

$$\dot{x}_0 = \dot{x} + \left(\frac{m + m_1}{c} + \frac{l}{g} \right) \ddot{x} + \frac{m_1 l}{cg} \ddot{x}, \quad (8)$$

$$\ddot{x}_0 = \ddot{x} + \left(\frac{m + m_1}{c} + \frac{l}{g} \right) \ddot{x} + \frac{m_1 l}{cg} \ddot{x}. \quad (9)$$

Для реалізації закону переміщення кінцевих балок з урахуванням виразу (8) крайові умови матимуть вигляд:

$$\begin{cases} t = 0; x = 0; \dot{x} = 0; \ddot{x} = 0; \ddot{x} = 0; \ddot{x} = 0; x = 0; x = 0; \\ t = t_1; x = \frac{Vt_1}{2}; \dot{x} = V; \ddot{x} = 0; \ddot{x} = 0; \ddot{x} = 0; x = 0; x = 0. \end{cases} \quad (10)$$

де: t – час; t_1 – тривалість пуску; V – устелена швидкість мостової балки.

У якості оптимізаційного критерію використаємо комплексний критерій, в який входять середньоквадратичне значення функції зусилля (2), що діє в мості крана та середньоквадратичне значення функції зусиль від власних коливань вантажу (3). Такий критерій являє собою інтегральний функціонал, який необхідно мінімізувати:

$$I_{\dot{F}} = \left\{ \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} [\delta_1 (c(x_0 - x_1))^2 + \delta_2 \left(\frac{mg}{l} (x_1 - x) \right)^2] dt \right\}^{\frac{1}{2}} \rightarrow \min. \quad (11)$$

Тут δ_1 і δ_2 – вагові коефіцієнти, які визначають квадратичні значення зусилля в мостовій балці і від коливань вантажу відповідно. Підставимо у вираз (11) вирази (4) і (7), в результаті чого будемо мати.

$$I_{\dot{F}} = \left\{ \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \left[\delta_1 \left(c \left(\left(x + \left(\frac{m+m_1}{c} + \frac{l}{g} \right) \cdot \ddot{x} + \frac{m_1 \cdot l}{c \cdot g} \cdot x \right) - \left(x + \frac{l}{g} \cdot \ddot{x} \right) \right) \right)^2 + \delta_2 \left(\frac{m \cdot g}{l} \left(\left(x + \frac{l}{g} \cdot \ddot{x} \right) - x \right) \right)^2 \right] dt \right\}^{\frac{1}{2}} \rightarrow \min. \quad (12)$$

Умовою мінімуму критерію (12) є рівняння Ейлера-Пуасона [9]:

$$\sum_{i=0}^n (-1)^i \frac{d^i \partial f}{dt^i \partial x^{(i)}} = 0, \quad i = 0, \dots, n. \quad (13)$$

Після підстановки підінтегрального виразу з (12) в рівняння (13) отримаємо:

$$g \cdot ((m + m_1)^2 \cdot \delta_1 + m^2 \cdot \delta_2) \cdot x + 2 \cdot l \cdot m_1 \cdot \overset{IV}{x} \cdot (m + m_1) \cdot \delta_1 \cdot x + \frac{l^2 \cdot m_1^2 \cdot \delta_1 \cdot \overset{VIII}{x}}{g} = 0. \quad (14)$$

Рівняння (14) не забезпечує крайові умови (10), тому в критерій (12) вносимо додаткову складову $\overset{IV}{x}$ з незначним ваговим коефіцієнтом:

$$I_{\dot{F}} = \left\{ \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \left[\delta_1 \left(c \left(\left(x + \left(\frac{m+m_1}{c} + \frac{l}{g} \right) \cdot \ddot{x} + \frac{m_1 \cdot l}{c \cdot g} \cdot x \right) - \left(x + \frac{l}{g} \cdot \ddot{x} \right) \right) \right)^2 + \delta_2 \left(\frac{m \cdot g}{l} \left(\left(x + \frac{l}{g} \cdot \ddot{x} \right) - x \right) \right)^2 + (1 - \delta_1 + \delta_2) \overset{IV}{x}^2 \right] dt \right\}^{\frac{1}{2}} \rightarrow \min. \quad (15)$$

Тоді рівняння Ейлера-Пуасона для функціонала (15) після перетворень матиме вигляд:

$$\overset{XVI}{x} + A_1 \overset{VIII}{x} + A_2 \overset{VI}{x} + A_3 \overset{IV}{x} = 0. \quad (16)$$

де: A_1, A_2, A_3 – постійні коефіцієнти які визначаються залежностями:

$$A_1 = \frac{l^2 \cdot m_1^2 \cdot \delta_1}{g^2 (\delta_1 + \delta_2 - 1)}, \quad (17)$$

$$A_2 = \frac{2 \cdot l \cdot m_1 (m + m_1) \cdot \delta_1}{g \cdot (\delta_1 + \delta_2 - 1)}, \quad (18)$$

$$A_3 = \frac{(1 - \delta_1 - \delta_2) \cdot ((m + m_1)^2 \cdot \delta_1 + m^2 \cdot \delta_2)}{(\delta_1 + \delta_2 - 1)^2}. \quad (19)$$

Рівняння (16) аналітично розв'язати не вдається, тому використовуємо метод коллокацій для наближеного розв'язку [10].

У відповідності до методу коллокацій будемо вимагати рівності сформованої нев'язки рівняння Ейлера-Пуассона у моменти часу $\frac{t_1 \cdot k}{5}$ ($k = 1, 2, 3, 4$).

Ця вимога математично записується у вигляді системи алгебраїчних рівнянь:

$$L(x) \Big|_{t=\frac{t_1 \cdot k}{5}}, \quad k = 1, 2, 3, 4, \quad (20)$$

де: L – оператор, який відповідає рівнянню (16).

Оптимізація проводилась з використанням крайових умов (10) виразів (4)–(9) та наступних параметрів: $m=3200 \text{ кг}$; $m_0=546 \text{ кг}$; $l=3 \text{ м}$; $m_1=669 \text{ кг}$; $c=69 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$; $g=9.81 \text{ м/с}^2$; $V=0.7 \text{ м/с}$; $t_1=3 \text{ с}$; $W=596 \text{ Н}$; $\delta_1=0.399$; $\delta_2=0.6$.

Для отриманого наближеного розв'язку оптимізаційної задачі побудуємо графіки, які характеризують перехідний процес пуску прольотного крана, а саме графіки швидкості та рушійного зусилля кінцевих балок (рис. 2).

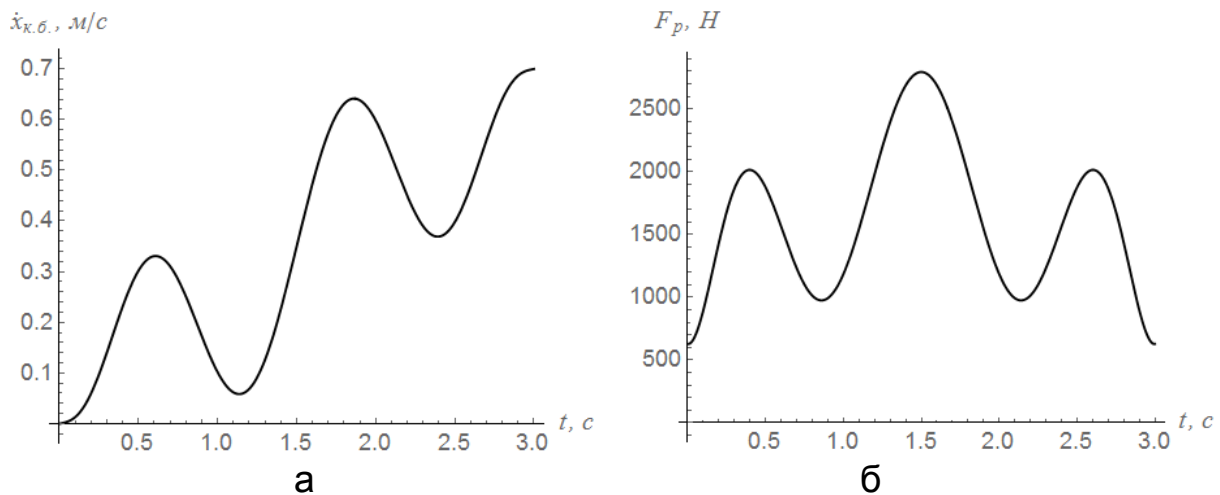


Рис. 2. Графік зміни: а) швидкості кінцевих балок крана; б) рушійного зусилля.

Для оцінки коливальних процесів та динамічних навантажень на металоконструкцію при оптимальному режимі руху крана побудуємо фазові портрети коливань вантажу та пружного зусилля в мостовій балці крана (рис. 3).

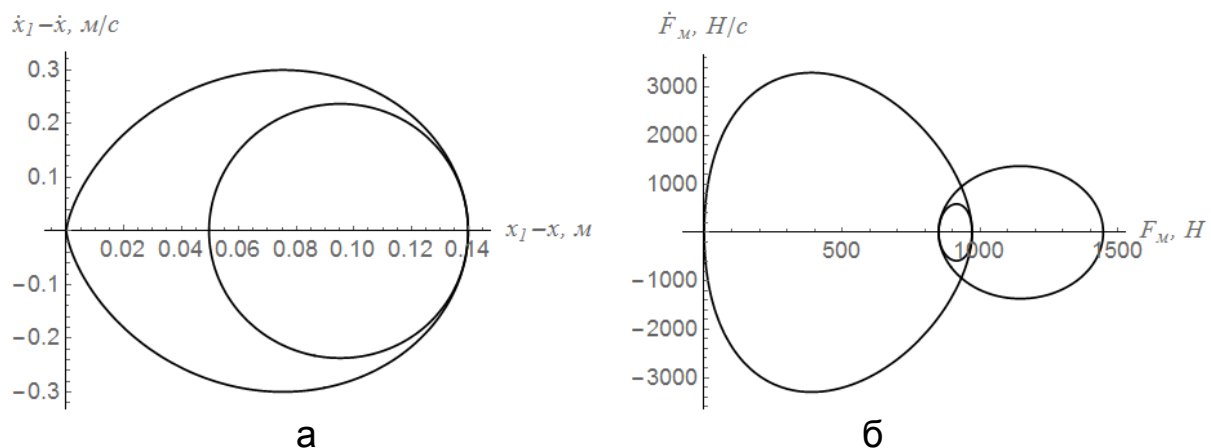


Рис. 3. Фазові портрети коливань: а) вантажу; б) пружного зусилля в мостовій балці крана.

Висновок. На основі математичної моделі динаміки руху мостового крана із вантажем на гнучкому підвісі здійснено оптимізацію режиму пуску за комплексним критерієм. Розв'язок варіаційної задачі отримано наближеним методом. Розгін крана за отриманим законом швидкості переміщення кінцевих балок дає змогу зменшити коливання зусилля в мостовій балці крана, а також коливання вантажу відносно моста. Слід відмітити, що після закінчення процесу пуску коливальні процеси відсутні.

Список літератури

1. Попов Е. В. Техническая коллекция Schneider Electric "Проектирование электроприводов крановых механизмов" [Електронний ресурс] / Евгений Владимирович Попов. – 2009. – Режим доступа до ресурсу: http://www.opsecat.schneider-electric.com/cut.CatalogueRetrieverServlet/CatalogueRetrieverServlet?fct=get_element&env=publish&scp_id=Z009&el_typ=rendition&cat_id=DESIGNER_RUSSIA&maj_v=1&min_v=8&nod_id=0000000003&doc_id=H397208&frm=pdf&usg=&dwnl=true.
2. Хиценко Н. В. Оптимизация переходных режимов движения грузовой тележки пролетного крана / Н. В. Хиценко, А. И. Хиценко, С. Р. Бежин // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Сер.: Гірничо-електромеханічна. – 2013. – Вип. 2. – С. 280–286.
3. Завьялов З. М. Автоматическое ограничение динамических нагрузок электропривода подъема мостового крана / З. М. Завьялов, В. В. Гусев // Известия Томского политехнического университета. – 2011. – С. 151–154.
4. Будиков Л. Я. Метод расчета оптимальных тормозных характеристик механизмов передвижения грузоподъемных кранов / Л. Я. Будиков, Р. В. Шишкин // Наукові вісті Дніпровського університету, Авторські статті співробітників СНУ ім. В. Даля. – 2012. – №7. – С. 89.
5. Ловейкін В. С. Встановлення та аналіз умов усунення коливань елементів динамічної системи «мостовий кран вантаж» / В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич, В. А. Голдун // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. – 2012. – №10, т. 2 (59). – С. 12–17.
6. Щедринов А. В. Исследование работы систем ограничения перекоса моста и систем демпфирования колебаний груза мостовых кранов / А. В. Щедринов,

- А. А. Коврыжкин // Электротехнические комплексы и системы управления. – 2010. – №3. – С. 52–55.
7. Толочко О. И. Гашение горизонтальных упругих колебаний конструкции мостового крана / О. И. Толочко, Д. В. Бажутин, П. Палис // Електротехнічні і енергозберігаючі системи. – 2012. – №3. – С. 336–339.
8. Гайдамака В. Ф. Грузоподъемные машины / В. Ф. Гайдамака. – К.: Выща школа, 1989. – 328 с.
9. Цлаф Л. Я. / Вариационное исчисление и интегральные уравнения / Л. Я. Цлаф. – М.: Наука, 1970. – С. 92–94.
10. Черненко В. Д. Высшая математика в примерах и задачах: в 3 т. Т. 2 / В. Д. Черненко. – СПб.: Политехника, 2003. – 476 с.

References

1. Попов, Е. В. (2009). Tekhnicheskaya kolleksiya Schneider Electric "Proektirovaniye elektropriyvodov kranovikh mekhanizmov" [Elektronnyy resurs] [Technical collection of Schneider Electric. Design of electric drives of crane mechanisms : electronic resource]. Evheniy Vladymyrovych Popov. Rezhym dostupu do resursu: http://www.ops-ecat.schneider-electric.com/cut.CatalogueRetrieverServlet/CatalogueRetrieverServlet?fct=get_element&env=publish&scp_id=Z009&el_typ=rendition&cat_id=DESIGNER_RUSSIA&maj_v=1&min_v=8&nod_id=0000000003&doc_id=H397208&frm=pdf&usg=&dwnl=true.
2. Khytsenko, N. V., Khytsenko, A. Y., Bezhyh, S. R. (2013). Optymyzatsyya perekhodnykh rezhymov dvizhenyya hruzovoy telezhky prolezhnoho kрана [Optimization of transitional modes of movement of cargo best deals, best price span of the crane]. Cientific papers of Donetsk national technical University. Ser.: Mountain-Electromechanical, Vyp. 2, 280–286.
3. Zav'yalov, Z. M., Husev V. V. (2011). Avtomatycheskoe ohranychenye dynamicheskikh nahruzok elektropriyoda podema mostovoho kрана [Automatic limitation of dynamic loads of electric hoist bridge crane]. Proceedings of Tomsk Polytechnic University, 151–154.
4. Budykov, L. Ya., Shyshkyn, R. V. (2012). Metod rascheta optymal'nykh tormoznykh kharakterystyk mekha-nizmov peredvizhenyya hruzopodemnykh kранов [Calculation method of optimum braking of the mechanisms of movement of cranes]. Cientific papers of Donetsk National Technical University. Ser.: Mountain-Electromechanical, 7, 89.
5. Loveykin, V. S., Romasevych, Yu. O., Holdun, V. A. (2012). Vstanovlennyya ta analiz umov usunennyya kolyvan' elementiv dynamichnoyi systemy «mostovyy kран vantazh» [Finding and analysis of conditions of elimination of fluctuations of elements of a dynamical system "bridge crane cargo"]. Collection of scientific works of Vinnytsia National Agrarian University, 10, t. 2 (59), 12–17.
6. Shchedrynov, A. V., Kovrizhkyh, A. A. (2010). Ysledovanyie raboti system ohranychenyya perekosa mosta y system dempfyrovanyia kolebanyia hruza mostovykh kранов [Research of the systems limitations of a skewed bridge and the system damping oscillations of the load bridge cranes]. Electrical complexes and systems of control, 3, 52–55.
7. Tolochko, O. Y., Bazhutyn, D. V., Palys, P. (2012). Hashenyye horizontal'nykh upruhykh kolebanyia konstruktsiy mostovoho kрана [The horizontal damping of elastic vibrations of the bridge crane structures]. Electrical and energy saving systems, 3, 336–339.
8. Haydamaka, V. F. (1989). Lifting machines. K.: Vishcha shkola, 328.
9. Tslaf, L. Ya. (1970). Calculus of variations and integral equations. M.: Nauka, 92–94.
10. Chernenko, V. D. (2003). Higher mathematics examples and problems: v 3 t. T. 2. SPb.: Polytekhnyka, 476.

УМЕНЬШЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК НА МЕТАЛОКОНСТРУЦИИ ПРОЛЕТНЫХ КРАНОВ ПУТЕМ ОПТИМИЗАЦИИ ПЕРЕХОДНОГО ПРОЦЕССА ПУСКА КРАНА ПО КОМПЛЕКСНЫМ КРИТЕРИЕМ

В. С. Ловейкин, В. В. Крушельницкий

Аннотация. В работе решена задача оптимизации переходного процесса пуска механизма перемещения мостового крана. В качестве оптимизационного критерия использован комплексный интегральный критерий, который включает в себя среднеквадратическое значение функции усилия, действующее в мосту крана и среднеквадратическое значение функции усилий от колебаний груза. Для синтеза оптимального закона движения переходного режима пуска крана использована трёхмассовая динамическая модель крана, на основе которой получена система дифференциальных уравнений движения крана. Оптимальный режим движения крана полученный в результате решения дифференциального уравнения шестнадцатого порядка методом коллокации. Результаты оптимизации проиллюстрированы графиками скорости и движущего усилия концевых балок и фазовыми портретами колебаний груза и упругого усилия, возникающего в мостовой балке. В результате проведенной оптимизации после окончания переходного процесса пуска крана по оптимальным законом колебательные процессы отсутствуют, а во время самого процесса пуска крана отклонения груза не превышает 0,14 м при длине каната 3 м. Синтезированные оптимальные законы движения могут быть использованы для разработки системы управления мостовым краном на базе микроконтроллера и частотного преобразователя, которая будет работать в режиме реального времени. Использование такой системы позволит значительно уменьшить колебания груза на гибком подвесе и динамические нагрузки, действующие на металлоконструкции крана, и как следствие, повышается надежность работы крана, уменьшаются энергозатраты приводных механизмов и повышается производительность и безопасность эксплуатации крана.

Ключевые слова: кран, тележка, динамические нагрузки, динамическая модель, математическая модель, приведенная масса, балка крана, оптимизация

REDUCTION OF DYNAMIC LOADS ON METAL CONSTRUCTION SPAN CRANES BY OPTIMIZING TRANSITION PROCESS OF START-UP OF CRANE ON COMPLEX CRITERIA

V. S. Loveikin, V. V. Krushelnitsky

Abstract. In work, the task optimization transition process of launch the mechanism movement of the bridge crane is solved. As

optimization criterion, the complex integrated criterion that includes average value of function the effort operating in the bridge of the crane and average value of function efforts from fluctuations of freight is used. For synthesis of the optimum law of movement of the transitional mode of launch of the crane, the three mass dynamic model of the crane on the basis of which the system of the differential equations movement of the crane is received is used.

The optimum mode of movement of the crane received as a result of the solution of the differential equation of the sixteenth order by a collocation method. Results of optimization are illustrated with schedules of speed and driving effort of trailer beams and phase portraits of fluctuations of the freight and elastic effort arising in a bridge beam. As a result of the performed optimization after the end of transition process of launch of the crane on the optimum law oscillatory processes are absent, and during the process of launch of the crane of a deviation of freight doesn't exceed 0,14 m with a length rope of 3 m.

The synthesized optimum laws of movement can be used for development of the system of control of the bridge crane based on the microcontroller and the frequency converter that will work in real time. Use of such system will allow reducing considerably fluctuations of freight on a flexible suspension and the dynamic loads operating on a crane metal construction, and as a result, reliability of operation of the crane increases, energy costs of driving mechanisms decrease and performance and safety of operation of the crane increases.

Keywords: crane, dynamic loadings, dynamic model, mathematical model, reduced weight, crane beam, optimization, complex criterion

УДК 631.33.02

ВИЗНАЧЕННЯ ЯКОСТІ ВИСІВУ НАСІННЯ ПНЕВМОМЕХАНІЧНИМ ВИСІВНИМ АПАРАТОМ З ПЕРИФЕРІЙНИМ РОЗТАШУВАННЯМ КОМІРОК ТА ІНЕРЦІЙНИМ ВИДАЛЕННЯМ ЗАЙВОГО НАСІННЯ

**К. В. Васильковська, О. М. Васильковський, М. М. Петренко,
кандидати технічних наук
Кіровоградський національний технічний університет
e-mail: vasilkovskakv@ukr.net**

Анотація. Проведена серія досліджень пневмомеханічного висівного апарата з периферійним розташуванням комірок на

© К. В. Васильковська, О. М. Васильковський, М. М. Петренко, 2016

optimization criterion, the complex integrated criterion that includes average value of function the effort operating in the bridge of the crane and average value of function efforts from fluctuations of freight is used. For synthesis of the optimum law of movement of the transitional mode of launch of the crane, the three mass dynamic model of the crane on the basis of which the system of the differential equations movement of the crane is received is used.

The optimum mode of movement of the crane received as a result of the solution of the differential equation of the sixteenth order by a collocation method. Results of optimization are illustrated with schedules of speed and driving effort of trailer beams and phase portraits of fluctuations of the freight and elastic effort arising in a bridge beam. As a result of the performed optimization after the end of transition process of launch of the crane on the optimum law oscillatory processes are absent, and during the process of launch of the crane of a deviation of freight doesn't exceed 0,14 m with a length rope of 3 m.

The synthesized optimum laws of movement can be used for development of the system of control of the bridge crane based on the microcontroller and the frequency converter that will work in real time. Use of such system will allow reducing considerably fluctuations of freight on a flexible suspension and the dynamic loads operating on a crane metal construction, and as a result, reliability of operation of the crane increases, energy costs of driving mechanisms decrease and performance and safety of operation of the crane increases.

Keywords: crane, dynamic loadings, dynamic model, mathematical model, reduced weight, crane beam, optimization, complex criterion

УДК 631.33.02

ВИЗНАЧЕННЯ ЯКОСТІ ВИСІВУ НАСІННЯ ПНЕВМОМЕХАНІЧНИМ ВИСІВНИМ АПАРАТОМ З ПЕРИФЕРІЙНИМ РОЗТАШУВАННЯМ КОМІРОК ТА ІНЕРЦІЙНИМ ВИДАЛЕННЯМ ЗАЙВОГО НАСІННЯ

**К. В. Васильковська, О. М. Васильковський, М. М. Петренко,
кандидати технічних наук
Кіровоградський національний технічний університет
e-mail: vasilkovskakv@ukr.net**

Анотація. Проведена серія досліджень пневмомеханічного висівного апарата з периферійним розташуванням комірок на

© К. В. Васильковська, О. М. Васильковський, М. М. Петренко, 2016

висівному диску та пасивним пристроєм для видалення зайвого насіння інерційним способом на насінні цукрових буряків, визначено вплив розрідження у вакуумній камері висівного апарата, колової швидкості комірок висівного диска, швидкості руху посівного агрегату на коефіцієнт варіації розміщення насіння в рядку. Конструкція нового пневмомеханічного висівного апарата дозволяє значно знизити вакуум в системі, збільшив при цьому колову швидкість комірок висівного диска до значень поступальної швидкості посівного агрегату, тим самим забезпечити сталу точку скидання насіння з висівного диска та однакові траєкторії їх польоту до борозни при якісному заповненні комірок. Запропонований висівний апарат збільшує технологічну ефективність висіву насіння просапних культур та зменшує енергоємність процесу.

Ключові слова: *пневмомеханічний висівний апарат, висівний диск, експеримент, коефіцієнт варіації, розрідження, колова швидкість комірок, поступальна швидкість*

Постановка проблеми. Пошук нових технологій та засобів механізації з метою збереження родючості ґрунтів, зменшення ресурсовитрат і збереження навколишнього середовища є запорукою майбутнього врожаю та добробуту країни.

Сучасні пневмомеханічні висівні апарати точного висіву, попри довгу історію їх створення і вдосконалення, мають ряд недоліків, основними з яких є: недостатня дозуюча здатність, викликана обмеженістю колової швидкості висівного диска ($V_k \leq 0,5$ м/с) і наявність випадкового неконтрольованого перерозподілу інтервалів між насінинами в борозні, внаслідок великої відносної швидкості насіння при контакті з останньою під час руху сівалки на номінальних швидкостях ($V_c = 1,5 \dots 2,5$ м/с). Усунення зазначених недоліків досягається шляхом збільшення колової швидкості висівного диска і узгодження її з поступальною швидкістю сівалки [1–5].

Аналіз останніх досліджень. Однак, в конструкціях сучасних пневмомеханічних висівних апаратів вирішити дану задачу технологічно неможливо, оскільки це погіршує утворення однонасінневого потоку насіння ще на початковому етапі його формування.

Якість дозування насіння до борозни залежить, в першу чергу, від рівномірності розташування насінин на висівному диску. Тому підхід до обрання форми отворів диска є визначальною початковою умовою рівномірного дозування [6, 7].

З метою підвищення ефективності точного висіву насіння на кафедрі сільськогосподарського машинобудування Кіровоградського

національного технічного університету розроблено дослідний зразок секції нової пневмомеханічної сівалки для точного висіву насіння просапних культур (рис. 1) [1–4].

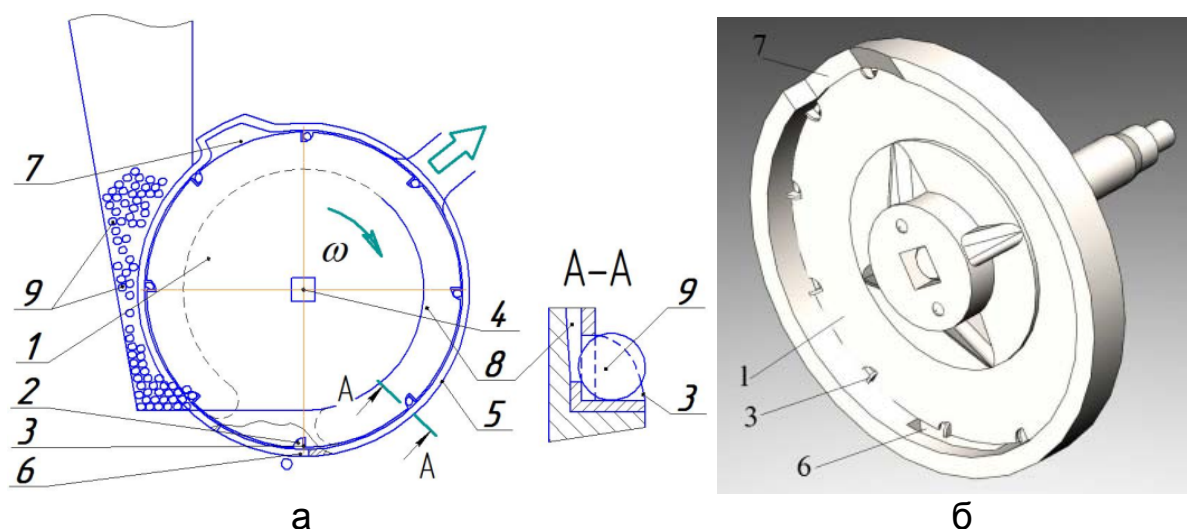


Рис. 1. Пневмомеханічний висівний апарат: 1 – висівний диск; 2 – комірка; 3 – лопатка; 4 – приводний вал; 5 – корпус; 6 – висівне вікно; 7 – пасивний пристрій для видалення зайвого насіння; 8 – вакуумна камера; 9 – насіння; а – схема; б – трьохвимірна модель.

Результати досліджень. Головною особливістю нового висівного апарата (рис. 1) є використання висівного диска з периферійним розташуванням комірок, за якими на його внутрішній поверхні розмішені лопатки для примусового захоплення насіння диском в робочій камері та подальшого його транспортування до зони скидання. Для видалення зайвого насіння з комірок висівного диска у верхній частині циліндричної поверхні корпусу виконано пасивний пристрій у вигляді порожнини, до якої потрапляють зайві насінини і, відокремлюючись від диска, повертаються до зони заповнення. В нижній частині поверхні корпусу виконано висівне вікно, яке забезпечує вільне випадіння насіння до борозни.

Для визначення раціональних параметрів та режимів роботи висівного апарата використовувався метод планування багатофакторного експерименту. Метою даної серії дослідів була реалізація матриці центрального композиційного плану 2^3 +зіркові точки, в результаті чого встановлено вплив чинників ΔP , V_k , V_c та отримані раціональні параметри та режими роботи висівного апарата з периферійним розташуванням комірок для забезпечення максимальної ефективності висіву насіння просапних культур.

Цей етап експериментальних досліджень надавав можливість оцінити розподіл інтервалів насіння в рядку, для чого

використовувався диск з периферійними розташуванням комірок, кількість яких з дорівнювала 4 шт.

Визначено основні рівні та інтервали варіювання факторів для висіву цукрових буряків при визначенні коефіцієнта варіації (табл. 1).

1. Рівні факторів при висіві насіння цукрових буряків висівним апаратом з периферійно розташованими комірками на висівному диску

Фактор	Натуральне позначення	Кодове позначення	Інтервал варіювання	Рівні варіювання								
				натуральні				кодовані				
				зіркові точки	верхні	нульові	зіркові точки	зіркові точки	верхній	нульові	нижні	зіркові точки
Розрідження у вакуумній камері,кПа	ΔP	x_1	$\pm 0,075$	0,351	0,300	0,225	0,098	+1,68	+1	0	-1	-1,68
Колова швидкість комірок, м/с	V_{κ}	x_2	$\pm 0,5$	2,840	2,500	2,000	1,159	+1,68	+1	0	-1	-1,68
Швидкість руху липкої стрічки, м/с	V_c	x_3	$\pm 0,42$	2,546	2,260	1,840	1,138	+1,68	+1	0	-1	-1,68

Розрідження у вакуумній камері вибрано на основі рекомендацій досліджень [8–14], результатів першого етапу досліджень [8–14] та з урахуванням теоретичних досліджень [6, 15, 16], відповідно до яких $\Delta P=0,15; 0,3$ кПа та додатково $\Delta P=0,225$ кПа. Колову швидкість комірок V_k вибрано на основі рекомендацій досліджень [8–14], результатів першого етапу досліджень [8–14] та результатів теоретичних досліджень [6, 15, 16], відповідно до яких $V_k=1,5; 2,5$ м/с та додатково $V_k=2$ м/с.

Швидкість руху липкої стрічки V_c вибрано на основі рекомендацій досліджень [8–12] та результатів теоретичних досліджень [6, 15, 16], відповідно до яких $V_c=1,423; 2,26$ м/с та додатково $V_c=1,84$ м/с.

Кут розкриття порожнини пасивного пристрою для видалення зайвого насіння в дослідах становив $\varepsilon=25^\circ$ [15, 16].

Отримані результати реалізації матриці планування експерименту наведено в табл. 2.

Для обробки експериментальних даних застосовували пакет *Statistica 6.0* [17, 18]. в результаті чого проведено побудову статистичної математичної моделі для коефіцієнта варіації розміщення насіння в борозні ν , ($Y_2 = \nu$).

2. Результати реалізації матриці планування експерименту 2^4

Номер досліджу	Фактори			Критерій
	Розрідження в вакуумній камері; ΔP , кПа	Колова швидкість комірок висівного диска; V_k , м/с	Швидкість руху стрічки; V_c , м/с	Коефіцієнт варіації; V , %
	x_1	x_2	x_3	Y_2
1	2	3	4	5
1	0,15	1,5	1,463	10,37
2	0,3	1,5	1,463	7,41
3	0,15	2,5	1,463	8,46
4	0,3	2,5	1,463	25,53
5	0,15	1,5	2,26	25,38
6	0,3	1,5	2,26	25,14
7	0,15	2,5	2,26	57,16
8	0,3	2,5	2,26	36,66
9	0,098	2	1,842	37,92
10	0,351	2	1,842	31,62
11	0,225	1,159	1,842	5,36
12	0,225	2,84	1,842	12,14
13	0,225	2	1,138	19,22
14	0,225	2	2,546	16,35
15	0,225	2	1,842	18,61
16	0,225	2	1,842	18,73

Отримано рівняння регресії:

$$Y_2 = 18,134 - 1,309x_1 + 5,263x_2 + 6,217x_3 + 6,659x_1^2 - 2,495x_2^2 + 0,787x_3^2 - 0,028x_1x_2 - 4,333x_1x_3 + 3,493x_2x_3 \quad (1)$$

Побудовано поверхні відгуку та лінії рівного виходу для коефіцієнта варіації розміщення насіння в борозні v (рис. 2).

Аналіз поверхонь відгуку та ліній рівного виходу для оптимального значення коефіцієнта варіації розміщення насіння в борозні v , дає можливість визначити раціональні значення досліджуваних факторів, а саме:

- величина раціонального розрідження у вакуумній камері $x_1 \rightarrow \Delta P$, повинна знаходитись в межах від 0,20 до 0,30 кПа;

- величина раціонального розрідження у вакуумній камері $x_1 \rightarrow \Delta P$, знаходиться в межах від 0,2 до 0,3 кПа;

- раціональна колова швидкість комірок висівного диска $x_2 \rightarrow V_k$, знаходиться в межах від 2,0 до 2,5 м/с;

- раціональна швидкість руху стрічки (сівалки) $x_3 \rightarrow V_c$, знаходиться в межах від 1,0 до 2 м/с.

- технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка, Т. 1 «Механізація сільськогосподарського виробництва». Вип. 107. – Харків: ХНТУСГ ім. П. Василенка, 2011. – С. 359–363.
3. *Петренко М. М.* До обґрунтування параметрів пневмомеханічного висівного апарата с периферійним розташуванням комірок для точного висіву насіння просапних культур [Текст] / *М. М. Петренко, М. І. Васильковський, К. В. Васильковська* // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – 2011. – Вип. 41, ч. 1. – С. 288–293.
4. *Васильковська К. В.* До обґрунтування параметрів пневмомеханічного висівного апарата с периферійним розташуванням комірок для точного висіву насіння просапних культур [Текст] / *К. В. Васильковська* // «Розвиток наукових досліджень '2012»: матеріали VIII міжн. наук.-практ. конф., Т. 11. – Полтава: ІнтерГрафіка, 2012. – С. 26–27.
5. *Sydorchuk O.* Impact of meteorological conditions on the need in adaptive performing of technological operations of soil tillage and crop sowing / *O. Sydorchuk, P. Lub, O. Malanchuk* // EconTechMod: an international quarterly journal on economics in technology, new technologies and modelling processes. – Lublin ; Rzeszow, – Volum 3, nomber 4. – 35–39.
6. *Васильковська К. В.* Вплив форми і типу комірок висівного диска на якість дозування насіння [Текст] / *К. В. Васильковська, О. М. Васильковський* // Східноєвропейський журнал новітніх технологій. Vol 6, No 7 (72) (2014). – Харків: Технологічний центр, 2014. – С. 33–36.
7. *Васильковська К. В.* Обґрунтування параметрів універсального пневмомеханічного висівного апарата точного висів у: дис. на здоб. наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.11. «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва» / *К. В. Васильковська*. – Кіровоград, 2014.
8. *Васильковська К. В.* Експериментальні дослідження пневмомеханічного висівного апарата з периферійним розташуванням комірок для висіву насіння просапних культур [Текст] / *К. В. Васильковська* // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Вип. 42, ч. 2. – Кіровоград: КНТУ, 2012. – С. 142–147.
9. *Васильковская Е. В.* Исследование пневмомеханического высевяющего аппарата с периферийным расположением ячеек для точного посева семян пропашных культур [Текст] / *Е. В. Васильковская, Н. Н. Петренко, М. И. Васильковский* // Вестник аграрной науки Дона №2 (22) 2013. – Зерноград: ФГБОУ ВПО АЧГАА, 2013. – С. 27–32.
10. *Vasytkovska K.* Researches of pneumatic sowing machine with peripheral cells location and inertial superfluous seeds extraction[Text] / *K. Vasytkovska, O. Vasytkovskyy, O. Anisimov, N. Trykina* // ECONTECHMOD. AN INTERNATIONAL QUARTERLY JOURNAL – Lublin; Rzeszow. Vol. 4. No. 4. 2015, 85–89.
11. *Vasytkovs'ka K.* Characterization of peripherally based cells of the pneumatic-mechanical seeding machine of accurate sowing for tilled crops [Text] / *K. Vasytkovs'ka, O. Vasytkovs'kyi, S. Leschenko, D. Petrenko* // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Вип. 44. – Кіровоград: КНТУ, 2014. – С. 3–6.
12. *Васильковська К. В.* Визначення оптимальних параметрів пристрою для видалення зайвого насіння з комірок висівного диска пневмомеханічного апарата [Текст] / *К. В. Васильковська, О. М. Васильковський* // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. Вип. 28. – Кіровоград, КНТУ, 2015. – С. 159–163.
13. *Васильковська К. В.* Аналіз посівних властивостей насіння цукрових буряків після висіву пневмомеханічним висівним апаратом [Текст] / *К. В. Васильковська*

- // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Вип. 15, т. 4. – Мелітополь: ТДАТУ, 2015. – С. 115–122.
14. *Васильковська К. В.* Польові випробування секції пневмомеханічної сівалки з запропонованим висівним апаратом [Текст] / *К. В. Васильковська, О. М. Васильковський, С. М. Мороз* // Сільськогосподарські машини, ЛНТУ, Луцьк. – 2015. – Вип. 30. – С. 32–36.
 15. *Васильковська К. В.* Аналіз роботи пневмомеханічного висівного апарата з периферійним розташуванням комірок / *К. В. Васильковська, М. М. Петренко, С. Я. Гончарова* // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Вип. 43, ч. 1. – Кіровоград: КНТУ, 2013. – С. 18–22.
 16. *Васильковская Е.* Обоснование конструктивной схемы пневмомеханического высевающего аппарата для точного высева семян пропашных культур / *Е. Васильковская, Н. Петренко, С. Гончарова* // Motrol. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – Lublin, Vol. 15, No. 2. – 2013, 99–105.
 17. *Боровиков В.* STATISTICA. Искусство анализа данных на компьютере: Для профессионалов. [Текст] / *В. Боровиков*. – СПб.: Питер, 2003. – 688 с.
 18. *Вуколов Э. А.* Основы статистического анализа. Практикум по статистическим методам и исследованию операций с использованием пакетов STATISTICA и EXCEL / *Э. А. Вуколов*. – М.: Форум, 2008. – 464 с.
 19. *П'ятницька-Позднякова І. С.* Основы наукових досліджень у вищій школі / *І. С. П'ятницька-Позднякова*. – К.: Центр навчальної літератури, 2003. – 116 с.
 20. *Петренко М. М.* Основы наукових досліджень в сільськогосподарському машинобудуванні / *М. М. Петренко*. – Кіровоград: Кіровоградське державне видавництво, 1997. – 148 с.
 21. *Хайліс Г. А.* Основы проектирования і дослідження сільськогосподарських машин / *Г. А. Хайліс, Д. М. Коновалюк*. – К.: НМКВО, 1992. – 320 с.
 22. *Василенко П. М.* Основы научных исследований. Механизация сельского хозяйства / *П. М. Василенко, Л. В. Погорелый*. – К.: Вища школа, 1985. – 266 с.

References

1. Pat. 77191 U Ukrayina, MPK A01S 7/04 (2006.01). Pnevnomekhanichnyy vysivnyy aparat [Pneumomechanical sowing machine]. Petrenko M. M., Vasyl'kovs'kyi M. I., Vasyl'kovs'ka K. V. ; заявник і патентотримач Кіровоградської національної технічної університету. u201203339; заявл. 20.03.2012; опубл. 11.02.2013, Byul. 3.
2. *Petrenko, M. M., Vasyl'kovs'kyi, M. I., Vasyl'kovs'ka, K. V.* (2011). Vdoskonalennya pnevmomekhanichnoho vysivnoho aparata dlya tochnoho vysivu nasinnya prosapnykh kul'tur [Improvement pneumomechanical sowing machine for exact seeding of row crops]. Bulletin of Kharkov National Technical University of Agriculture. P. Vasilenko, V. 1 "Mechanization of agricultural production", T. 1. Vyp. 107, Kharkiv: KhNTUS im. P. Vasilenka, 359–363.
3. *Petrenko, M. M., Vasyl'kovs'kyi, M. I., Vasyl'kovs'ka, K. V.* (2011). Do obgruntuvannya parametriv pnevmomekhanichnoho vysivnoho aparata s peryferiynym roztashuvannyam komirok dlya tochnoho vysivu nasinnya prosapnykh kul'tur [Substantiation of parameters pneumomechanical of the sowing unit with a peripheral arrangement of cells for accurate sowing of tilled crops]. Design, manufacture and operation of agricultural machinery, Vyp. 41, ch. 1, 288–293.
4. *Vasyl'kovs'ka, K. V.* (2012). Do obgruntuvannya parametriv pnevmomekhanichnoho vysivnoho aparata s peryferiynym roztashuvannyam komirok dlya tochnoho vysivu nasinnya prosapnykh kul'tur [To the substantiation of parameters pneumomechanical of the sowing unit with a peripheral arrangement of cells for accurate sowing of tilled crops]. «Rozvytok naukovykh doslidzhen' "2012»: materialy VIII mizhn. nauk.-prakt. konf., T. 11, Poltava: InterHrafika, 26–27.

5. Sydorchuk, O., Lub, P., Malanchuk, O. (2015). Impact of meteorological conditions on the need in adaptive performing of technological operations of soil tillage and crop sowing. *EconTechMod: an international quarterly journal on economics in technology, new technologies and modelling processes*, Lublin ; Rzeszow, Volum 3, number 4, 35–39.
6. Vasyly'kovs'ka, K. V., Vasyly'kovs'ky, O. M. (2014). Vplyv formy i typu komirok vysivnoho dyska na yakist' dozuvannya nasinnya [Influence of the shape and cell type seed disk as the seed metering]. *East European journal of advanced technologies*, Vol 6, No 7 (72), Kharkiv: Tekhnolohichnyy tsentr, 33–36.
7. Vasyly'kovs'ka, K. V. (2014). Obgruntuvannya parametriv universal'noho pnevmomekhanichnoho vysivnoho aparata tochnoho vysiv [Justification of the universal sowing unit pneumomechanical accurate hung] : dys. na zdob. nauk. stupenya kand. tekhn. nauk : spets. 05.05.11. «Mashyny i zasoby mekhanizatsiyi sil'skohospodars'koho vyrobnytstva». Kirovohrad, 26.
8. Vasyly'kovs'ka, K. V. (2012). Eksperymental'ni doslidzhennya pnevmomekhanichnoho vysivnoho aparata z peryferiynym roztashuvannyam komirok dlya vysivu nasinnya prosapnykh kul'tur [Experimental study pneumomechanical of the sowing unit with a peripheral arrangement of cells for seeding of row crops]. Design, manufacture and operation of agricultural machinery. Vyp. 42, ch. 2, Kirovohrad: KNTU, 142–147.
9. Vasyly'kovskaya, E. V., Petrenko, N. N., Vasyly'kovskyy, M. Y. (2013). Yssledovanye pnevmomekhanicheskoho visevayushcheho apparata s peryferiynim raspolyzhenyem yacheek dlya tochnoho poseva semyan propashnykh kul'tur [Study of the seed distributor rotor with a peripheral arrangement of cells for accurate sowing of tilled crops]. *Bulletin of agricultural science of Dona*, 2 (22), Zernohrad: FHBOU VPO AChHAA, 27–32.
10. Vasylykovska, K., Vasylykovskyy, O., Anisimov, O., Trykina, N. (2015). Researches of pneumatic sowing machine with peripheral cells location and inertial superfluous seeds extraction. *EconTechMod. An international quarterly journal*, Lublin; Rzeszow, Vol. 4, 4, 85–89.
11. Vasylykovs'ka, K., Vasylykovs'ky, O., Leschenko, S., Petrenko, D. (2014). Characterization of peripherally based cells of the pneumatic-mechanical seeding machine of accurate sowing for tilled crops. Design, manufacture and operation of agricultural machinery. Vyp. 44, Kirovohrad: KNTU, 3–6.
12. Vasyly'kovs'ka, K. V., Vasyly'kovs'ky, O. M. (2015). Vyznachennya optymal'nykh parametriv prystroyu dlya vydalennya zayvoho nasinnya z komirok vysivnoho dyska pnevmomekhanichnoho aparata [Determination of the optimal parameters of the device to remove excess seeds from cell seeding disk pneumomechanical machine]. *Technology in agricultural production, industrial engineering, automation*, Vyp. 28, Kirovohrad, KNTU, 159–163.
13. Vasyly'kovs'ka, K. V. (2015). Analiz posivnykh vlastyvostey nasinnya tsukrovykh buryakiv pislya vysivu pnevmomekhanichnym vysivnym aparatom [Analysis of sowing properties of sugar beet seeds after sowing pneumomechanical meter device]. *Labor Taurian state agrotechnological University*, Vyp. 15, t. 4, Melitopol: TDAU, 115–122.
14. Vasyly'kovs'ka, K. V., Vasyly'kovs'ky, O. M., Moroz, S. M. (2015). Pol'ovi vyprobuvannya sektsiyi pnevmomekhanichnoyi sival'ky z zaproponovanykh vysivnym aparatom [Vasilkovsky Field test sections pneumomechanic planter with the proposed sowing machine]. *Agricultural machinery*, LNTU, Luts'k, Vyp. 30, 32–36.
15. Vasyly'kovs'ka, K. V., Petrenko, M. M., Honcharova, S. Ya. (2013). Analiz roboty pnevmomekhanichnoho vysivnoho aparata z peryferiynym roztashuvannyam komirok

[Analysis of the work pneumomechanical of the sowing unit with the peripheral location of cells]. Design, manufacture and operation of agricultural machinery, Vyp. 43, ch. 1, Kirovohrad: KNTU, 18–22.

16. *Vasyl'kovskaya, E., Petrenko, N., Honcharova, S.* (2013). Obosnovanye konstruktyvnoy skhemi pnevmomekhanicheskoho visevayushcheho apparata dlya tochnoho viseva semyan propashnikh kul'tur [Substantiation of the constructive scheme of the rotor of the sowing machine for exact seeding of row crops]. Motrol. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture, Lublin, Vol. 15, 2, 99–105.

17. *Borovykov, V.* (2003). Statistica. Yskusstvo analiza dannykh na komp'yutere: Dlya professyonalov. [Statistica. The art of data analysis on computer : for professionals]. SPb.: Pyter, 688.

18. *Vukolov, E. A.* (2008). Osnovi statystycheskoho analiza. Praktykum po statystycheskym metodam y yssledovanyyu operatsyy s yspol'zovanyem paketov Statistica y Excel [Bases of the statistical analysis. Workshop on statistical methods and operations research using the packages Statistica and Excel]. M.: Forum, 464.

19. *P'yatnyts'ka-Pozdnyakova, I. S.* (2003). Osnovy naukovykh doslidzhen' u vyshchiy shkoli [Fundamentals of scientific research at the higher school]. K.: Tsentr navchal'noyi literatury, 116.

20. *Petrenko, M. M.* (1997). Osnovy naukovykh doslidzhen' v sil's'kohospodars'komu mashynobuduvanni [Fundamentals of scientific research in agricultural engineering]. Kirovohrad: Kirovohrads'ke derzhavne vydavnytstvo, 148.

21. *Khaylis, H. A., Konovalyuk, D. M.* (1992). Osnovy proektuvannya i doslidzhennya sil's'kohospodars'kykh mashyn [Fundamentals of the design and research of agricultural machinery]. K.: NMKVO, 320.

22. *Vasylenko, P. M., Pohoreliy, L. V.* (1985). Osnovi nauchnykh yssledovanyy. Mekhanyzatsyya sel'skoho khozyaystva [Fundamentals of scientific research. The mechanization of agriculture]. K.: Vyshcha shkola, 266.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КАЧЕСТВА ВЫСЕВА СЕМЯН ПНЕВМОМЕХАНИЧНИМ ВЫСЕВАЮЩИМ АППАРАТОМ С ПЕРИФЕРИЙНЫМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ ЯЧЕЕК И ИНЕРЦИОННЫМ УДАЛЕНИЕМ ЛИШНИХ СЕМЯН

К. В. Васильковская, О. М. Васильковский, М. М. Петренко

Аннотация. Проведена серия исследований пневмомеханического высевающего аппарата с периферийным расположением ячеек на высевающем диске и пассивным устройством для удаления лишних семян инерционным способом на семенах сахарной свеклы, определено влияние разрежения в вакуумной камере высевающего аппарата, окружной скорости ячеек высевающего диска, скорости движения посевного агрегата на коэффициент вариации размещения семян в рядке. Конструкция нового пневмомеханического высевающего аппарата позволяет значительно снизить вакуум в системе, увеличить при этом круговую скорость ячеек высевающего диска до значений поступательной скорости посевного агрегата, тем самым обеспечить устойчивую точку сброса семян с высевающего диска и одинаковые траектории их полета в борозду при качественном заполнении ячеек. Предложенный высевающий аппарат

увеличивает технологическую эффективность посева семян пропашных культур и уменьшает энергоемкость процесса.

Ключевые слова: пневмомеханический высевательный аппарат, высевательный диск, эксперимент, коэффициент вариации, разрежение, окружная скорость ячеек, поступательная скорость

DEFINITION OF QUALITY OF PNEUMATIC SOWING MACHINE WITH PERIPHERAL CELLS LOCATION AND INERTIAL SUPERFLUOUS SEEDS EXTRACTION

K. V. Vasylovskaya, O. M. Vasylovskyy, M. M. Petrenko

Abstract. A series of studies of pneumatic sowing machine with peripheral cells on the seed disk and a passive device for removing extra seeds with inertia method for precise seeding of cultivated crops studies was proposed for sugar beet seeds sowing device, we defined the influence of dilution in a vacuum chamber of sowing device and angular velocity cell seed disk on the coefficient of variation of placing seeds in a row. The design of the new pneumatic sowing machine can significantly reduce the vacuum in the system having increased the angular speed in cell seed disk to the values of seeding device travelling speed, thus provide a constant point of seeds drop from the seed disc at the same trajectory of their flight to the furrows and the qualitative cells filling. The proposed seeding device increased technological efficiency seeding of cultivated crops and reduces energy process.

Keywords: pneumatic seeding machine/device, seed disc, experiment, coefficient of variation, dilution, cells angular speed, forward speed

УДК 631.312

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ СКРЕБКІВ ПОХИЛОГО КОНВЕЄРА ДЛЯ ПРИБИРАННЯ ГНОЮ У ТВАРИННИЦЬКИХ ПРИМІЩЕННЯХ

Г. А. Голуб, доктор технічних наук

В. С. Хмельовський, кандидат технічних наук

Р. Л. Швець, магістр

М. І. Ікальчик, кандидат технічних наук

e-mail: gagolub@mail.ru

Анотація. Для забезпечення належного мікроклімату та ветеринарно-санітарних умов у тваринницьких приміщеннях,

© Г. А. Голуб, В. С. Хмельовський, Р. Л. Швець, М. І. Ікальчик, 2016

увеличивает технологическую эффективность высева семян пропашных культур и уменьшает энергоемкость процесса.

Ключевые слова: пневмомеханический высевающий аппарат, высевающий диск, эксперимент, коэффициент вариации, разрежение, окружная скорость ячеек, поступательная скорость

DEFINITION OF QUALITY OF PNEUMATIC SOWING MACHINE WITH PERIPHERAL CELLS LOCATION AND INERTIAL SUPERFLUOUS SEEDS EXTRACTION

K. V. Vasylovskaya, O. M. Vasylovskyy, M. M. Petrenko

Abstract. A series of studies of pneumatic sowing machine with peripheral cells on the seed disk and a passive device for removing extra seeds with inertia method for precise seeding of cultivated crops studies was proposed for sugar beet seeds sowing device, we defined the influence of dilution in a vacuum chamber of sowing device and angular velocity cell seed disk on the coefficient of variation of placing seeds in a row. The design of the new pneumatic sowing machine can significantly reduce the vacuum in the system having increased the angular speed in cell seed disk to the values of seeding device travelling speed, thus provide a constant point of seeds drop from the seed disc at the same trajectory of their flight to the furrows and the qualitative cells filling. The proposed seeding device increased technological efficiency seeding of cultivated crops and reduces energy process.

Keywords: pneumatic seeding machine/device, seed disc, experiment, coefficient of variation, dilution, cells angular speed, forward speed

УДК 631.312

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ СКРЕБКІВ ПОХИЛОГО КОНВЕЄРА ДЛЯ ПРИБИРАННЯ ГНОЮ У ТВАРИННИЦЬКИХ ПРИМІЩЕННЯХ

Г. А. Голуб, доктор технічних наук

В. С. Хмельовський, кандидат технічних наук

Р. Л. Швець, магістр

М. І. Ікальчик, кандидат технічних наук

e-mail: gagolub@mail.ru

Анотація. Для забезпечення належного мікроклімату та ветеринарно-санітарних умов у тваринницьких приміщеннях,

© Г. А. Голуб, В. С. Хмельовський, Р. Л. Швець, М. І. Ікальчик, 2016

необхідно ретельно прибирати гній у зонах відпочинку та проходах. Мета дослідження – покращення якісних показників роботи похилого конвеєра за рахунок зміни конструкції скребків.

Одним з недоліків похилого конвеєра є те, що він не в повній мірі забирає рідку фракцію гною з дна гнойового напрямку. Похилий конвеєр складається з ланцюга та скребків які мають форму кутника. Отже скребок рухаючись по похилій поверхні металевого корита захоплює густу фракцію гною і транспортує її до верхньої частини похилого конвеєра та викидає в транспортний засіб, рідка фракція гною скребками не захоплюється і залишається в напрямку. В основу досліджень поставлена задача розробити скребки такої конструкції, щоб вони максимально прибирали гній з напрямку похилого конвеєра і зменшили час роботи конвеєра.

Для вирішення поставленої задачі пропонується виготовити скребки у вигляді ковшків.

На фермі навчально-науково-виробничого підрозділу ВП НУБіП України «Ніжинський агротехнічний інститут» були проведені експериментальні дослідження. На основі яких було встановлено, що споживана потужність електродвигуна змінюється від 1,1 до 2 кВт. При експлуатації похилого конвеєра коли ковшики і кутники розміщені через один, в порівнянні з скребками-кутниками спостерігається збільшення питомої споживаної потужності на 27%. При такій схемі час прибирання напіврідкого гною скорочується на 50%.

Техніко-економічні переваги удосконаленого похилого конвеєра в порівнянні з прототипом полягають у покращенні прибирання гною з напрямку, та зменшенні загальних витрат на прибирання гною із тваринницьких приміщень.

Впровадження проведено на фермі ТОВ «Крок-Агро» в с. Галиця Ніжинського району Чернігівської області.

Ключові слова: *тваринництво, прибирання гною, тваринницькі приміщення, похилий конвеєр, скребок, якість, енерговитрати*

Постановка проблеми. Зростання ефективності виробництва продукції тваринництва, та підвищення його продуктивності можливе при проведенні індустріалізації цього виробництва, що базується на комплексній механізації. Використання індустріальних методів виробництва в тваринництві потребує вдосконалення технологічних і технічних рішень.

Прибирання гною є одним із найбільш трудомістких процесів у тваринництві. Для забезпечення належного мікроклімату та ветеринарно-санітарних умов у тваринницьких приміщеннях, необхідно ретельно прибирати гній у зонах відпочинку та проходах.

При підборі обладнання для прибирання гною необхідно забезпечувати продуктивність і оптимальне завантаження машин потокової лінії і максимально сприяти виконанню наступних технологічних процесів.

Аналіз останніх досліджень. Загальними питаннями теорії та практичними дослідженнями технологічного процесу прибирання гною займалися вчені як в нашій державі так і за кордоном. До них відносять І. С. Фурсіна, А. А. Ковальова, Л. І. Грачова, В. А. Зуєва, В. Н. Письменова [1], Я. Г. Озхола, С. Є. Маркаряна, С. В. Мельникова [2], І. Екесбу, С. Берглунц, П. Корната та інші.

Підвищення надійності та довговічності обладнання для прибирання та видалення гною досліджували В. Ф. Кисліков, І. Х. Михайлюк, М. М. Чос [3, 4].

М. І. Ікальчик в 2013 році обґрунтував оптимальні параметри скрепера скреперної установки для прибирання гною – кут розкриття скрепера становить 120° , кут нахилу скребків – 55° , форма скребків не прямокутна, а параболічна [5]. Відповідна зміна конструкції скрепера захищена патентом України [6].

Мета досліджень. Покращення якісних показників роботи похилого конвеєра за рахунок зміни конструкції скребків.

Результати досліджень. Для прибирання гною великої рогатої худоби із тваринницьких приміщень при боксовому утриманні тварин призначені скреперні установки УСГ-3, УС-80 та інші. Які згрібають гній до поперечного, а він в свою чергу до похилого конвеєра (див. рис. 1). Похилий конвеєр входить до комплекту конвеєрів колового руху типу КСГ-7, КСГ-8 і ін.

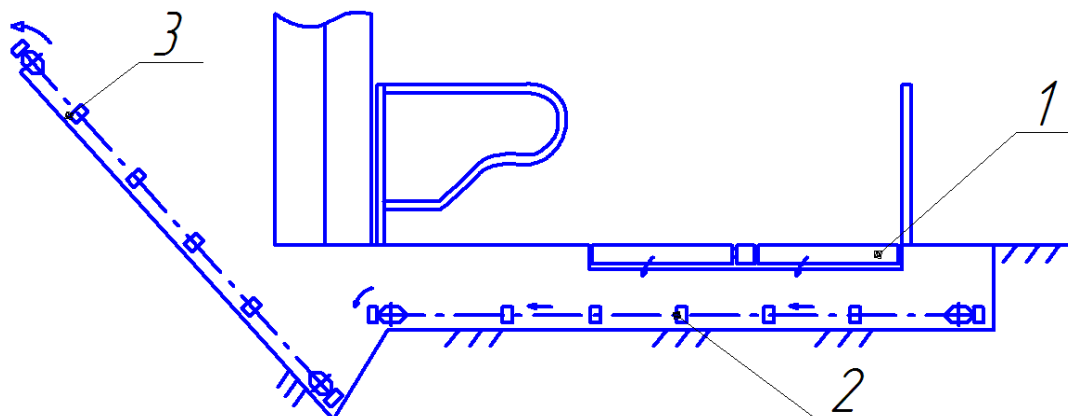


Рис. 1. Схема лінії прибирання гною при безприв'язному боксовому утриманні ВРХ: 1 – скреперна установка; 2 – поперечний конвеєр; 3 – похилий конвеєр.

Поряд із перевагами похилих конвеєрів існують їх недоліки. Одним із них є те, що похилий конвеєр не якісно прибирає гній з дна гнойового напрямку. Гній складається з твердої та рідкої фракції.

Похилий конвеєр складається з ланцюга та скребків які мають форму кутника. Отже скребок рухаючись по похилій поверхні металевому кориту захоплює густу фракцію гною і транспортує її до верхньої частини похилого конвеєра та викидає в транспортний засіб, який розміщений під похилим конвеєром.

Рідка фракція гною скребками не захоплюється і залишається в прямку. Якщо рідку фракцію не видалити з прямоку то це приведе до інтенсивної корозії зірочки, вальниць та металевому днищу похилого конвеєра, а випари із залишків гною будуть накопичуватись в приміщенні і негативно впливати на здоров'я тварин.

Передбачається що причиною цього є конструкція скребка. Для того щоб видалити рідку фракцію з прямоку на практиці, слюсарі ферми натоптують соломі в прямоку, солома втягує в себе рідку фракцію і потім видаляється. Але це все зайві витрати соломи, додаткові затрати праці і електроенергії.

В основу досліджень поставлена задача розробити скребки такої конструкції, щоб вони максимально прибирали гній з прямоку похилого конвеєра і зменшили час роботи конвеєра. Для вирішення поставленої задачі пропонується виготовити скребки у вигляді ковшиків. Завдяки такій конструкції скребки будуть інтенсивно забирати рідкий гній з прямоку, в наслідок чого зменшиться час роботи конвеєра до повного прибирання, а отже скоротяться витрати електроенергії та затрати праці.

Для встановлення взаємозв'язку впливу конструкції та кількості розроблених скребків на споживану потужність електродвигуна приводу похилого конвеєра $N_{пк}$ (кВт) у виробничих умовах, на фермі навчально-науково-виробничого підрозділу ВП НУБіП України «Ніжинський агротехнічний інститут» були виготовлені скребки у вигляді ковшиків, та проведені експериментальні дослідження. При цьому незмінними були розміри похилого конвеєра, об'єм прибраного гною та швидкість руху конвеєра.

За результатами експериментів були отримані залежності споживаної потужності електродвигуна приводу удосконаленого похилого конвеєра від конструктивних параметрів скребків.

Аналіз залежностей (рис. 2) показує, що в результаті встановлення на похилому конвеєрі скребків у вигляді ковшиків споживана потужність збільшиться.

В процесі експлуатації скребків у вигляді ковшиків в них буде набиратись рідкий гній, отже вага збільшиться і це приведе до надлишкових витрат електроенергії. Встановлення ковшиків без однієї торцевої стінки дає змогу частині рідкого гною витікати з нього отже споживана потужність в цьому випадку буде менша ніж із скребками-ковшиками в яких закриті бічні сторони, але більша ніж із скребками-кутниками. Мінімальне значення споживаної потужності становить 1,1 кВт із скребками-кутниками.



Рис. 2. Залежність споживаної потужності від конструкції розроблених скребків.

Встановлено (рис. 3), що зі збільшенням кількості скребків у вигляді ковшиків споживана потужність $N_{\text{пк}}$ (кВт) зростає від 1,15 до 1,95 кВт, це пояснюється тим, що ковшик наповнюється рідкою фракцією і він є важчий ніж кутник який рідкої фракції не захоплює.



Рис. 3. Залежність споживаної потужності від кількості скребків.

Аналіз взаємного впливу зміни конструкції та кількості розроблених скребків показав, що мінімальне значення споживаної потужності становить 1,1 кВт, коли всі скребки-кутники, але при цьому не досягається потрібної якості та швидкості прибирання гною з напрямку похилого конвеєра.

На основі даних отриманих при проведенні попередніх експериментальних досліджень для того щоб вибрати раціональний варіант конструкції скребків похилого конвеєра, були проведені три порівняльні експериментальні дослідження:

- дослідження роботи похилого конвеєра коли всі скребки-кутники;
- дослідження роботи похилого конвеєра коли ковшки і кутники розміщені через один;
- дослідження роботи похилого конвеєра коли всі скребки-ковшки.

При цьому визначалась споживана потужність, та час до повного прибирання гною відповідно до зоотехнічних вимог.

Результати проведених експериментальних досліджень показали, що раціональною буде робота похилого конвеєра коли ковшки і кутники розміщені через один, це скорочує час роботи похилого конвеєра вдвічі і не перевантажує електричний двигун приводу похилого конвеєра.

Впровадження розробки проведено на фермі ТОВ «Крок-Агро» в с. Галиця Ніжинського району Чернігівської області (рис. 4).



Рис. 4. Удосконалений похилий конвеєр у роботі.

Економічна ефективність використання похилого конвеєра у виробництві становить 6240 грн. за рік.

Висновки

1. Результати досліджень свідчать про вагомий вплив наявності скребків-ковшків на похилому конвеєрі на споживану потужність процесу видалення гною. На основі експериментальних досліджень було встановлено, що споживана потужність електродвигуна змінюється від 1,1 до 2 кВт. При експлуатації

похилого конвеєра коли ковшки і кутники розміщені через один, в порівнянні коли всі скребки-кутники спостерігається збільшення питомої споживної потужності на 27%. Але при цьому час прибирання напіврідкого гною скорочується на 50%.

2. Техніко-економічні переваги удосконаленого похилого конвеєра в порівнянні з прототипом полягають у покращенні прибирання гною з прямку, та зменшенні загальних витрат на прибирання гною із тваринницьких приміщень.

Список літератури

1. Письменов В. Н. Получение и использование бесподстилочного навоза [Текст] / В. Н. Письменов. – М. : Росагропромиздат, 1988. – 206 с.
2. Мельников С. В. Механизация и автоматизация животноводческих ферм [Текст] / С.В. Мельников. – Л. : Колос, 1978. – 560 с.
3. Агулов И. И. Износостойкость капролона в конструкциях скребковых навозоуборочных транспортеров [Текст] / И. И. Агулов, Н. Н. Чос // Механизация сельскохозяйственного производства : Научные труды УСХА. – Вып. 121. – К. : УСХА, 1975. – С. 21–28.
4. Кисликов В. Ф. Унифицировать приводные станции навозоуборочных транспортеров [Текст] / В. Ф. Кисликов, И. Х. Михайлюк, Н. Н. Чос // Техника в сельском хозяйстве. – 1981. – № 4. – С. 10–12.
5. Ікальчик М. І. Удосконалення скреперної установки для прибирання гною [Текст] / М. І. Ікальчик // Механізація та електрифікація сільського господарства. – №97 (1). – Глеваха : ННЦ "ІМЕСГ", 2013. – С. 613–618.
6. Патент на корисну модель Скреперний пристрій для прибирання гною. МПК А01К 1/01 (2006.01) у 2013 01462 [Текст] / М. І. Ікальчик, Г. А. Голуб, М. Є. Шаблій, В. С. Хмельовський. – № 82787; заявник та патентовласник Ікальчик М.І. – заявл. 07.02.2013; опубл. 12.08.2013, Бюл. №15.

References

1. Pys'menov, V. N. (1988). Poluchenye y yspol'zovanye bespodstylochnoho navoza [The receipt and use of liquid manure]. M. : Rosahropromyzdat, 206.
2. Mel'nykov, S. V. (1978). Mekhanyzatsyya y avtomatyzatsyya zhyvotnovodcheskykh ferm [Mechanization and automation of livestock farms]. L.: Kolos, 560.
3. Ahulov, Y. Y., Chos, N. N. (1975). Yznosostoykost' kaprolona v konstruktsyyakh skrebkovykh navozoubochnykh transporterov [Wear of caprolon in the construction novosobornaya scraper conveyors]. Mechanization of agricultural production : Scientific papers USHA, Vip. 121, K.: USHA, 21–28.
4. Kyslykov, V. F., Mykhaylyuk, Kh. Y., Chos, N. N. (1981). Unyfytsyrovat' pryvodnie stantsyy navozoubochnykh transporterov [Unifying drive stations novosobornaya conveyors]. Technique in agriculture, 4, 10–12.
5. Ikal'chik, M. I. (2013). Udoskonalennya skrepernoyi ustanovky dlya prybyrannya hnoyu [Improvement of scraper systems for manure]. Mechanization and electrification of agriculture, 97(1), Hlevakha : NNTs "IMES-H", 613–618.
6. Patent na korysnu model' Skrepernyy prystriy dlya prybyrannya hnoyu [Sreberny device for manure]. MPK A01K 1/01 (2006.01) u201301462 [Tekst]. M. I. Ikal'chik, H. A. Holub, M. Ye. Shabliy, V. S. Khmel'ovs'ky, 82787 ; zayavnyk ta patentovlasnyk Ikal'chik M.I. : zayavl. 07.02.2013; opubl. 12.08.2013, Byul. 15.

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ СКРЕБКОВ НАКЛОННОГО ТРАНСПОРТЕРА ДЛЯ УБОРКИ НАВОЗА В ЖИВОТНОВОДЧЕСКИХ ПОМЕЩЕНИЯХ

Г. А. Голуб, В. С. Хмельовский, Р. Л. Швец, М. И. Икальчик

Аннотация. Для обеспечения надлежащего микроклимата и ветеринарно-санитарных условий в животноводческих помещениях, необходимо тщательно убирать навоз в зонах отдыха и проходах. Цель исследования – добиться улучшения качественных показателей работы наклонного конвейера за счет изменения конструкции скребков.

Одним из недостатков наклонного конвейера является то, что он не в полной мере забирает жидкую фракцию навоза со дна навозного приямка. Наклонный конвейер состоит из цепи и скребков которые имеют форму уголка. Скребок двигаясь по наклонной поверхности металлического корыта захватывает густую фракцию навоза и транспортирует ее к верхней части наклонного конвейера и выбрасывает в транспортное средство, жидкая фракция навоза скребками не захватывается и остается в приямке. В основу исследований поставлена задача разработать скребки такой конструкции, чтобы они максимально убрали навоз из приямка наклонного конвейера и уменьшили время работы конвейера.

Для решения поставленной задачи предлагается изготовить скребки в виде ковшика. На ферме учебно-научно-производственного подразделения ОП НУБиП Украины «Нежинский агротехнический институт» были проведены экспериментальные исследования. На основе которых было установлено, что потребляемая мощность электродвигателя изменяется от 1,1 до 2 кВт. При эксплуатации наклонного конвейера когда ковшики и уголки размещены через один, по сравнению с скребками-уголками наблюдается увеличение удельного потребляемой мощности на 27%. При такой схеме время выкачивания полужидкого навоза сокращается на 50%.

Технико-экономические преимущества разработанного наклонного конвейера по сравнению с прототипом заключаются в улучшении уборки навоза с приямка, и уменьшении общих затрат на уборку навоза из животноводческих помещений.

Внедрение проведено на ферме ООО «Крок-Агро» в с. Галица Нежинского района Черниговской области.

Ключевые слова: животноводство, животноводческие помещения, уборка навоза, наклонный конвейер, скребок, качество, энергозатраты

SUBSTANTIATION OF PARAMETERS OF INCLINED CONVEYOR SCRAPERS FOR CLEANING MANURE FROM LIVESTOCK BUILDINGS

G. A. Golub, V. S. Khmielewski, R. L. Shvets, N. I. Ikalchic

Abstract. *To ensure proper microclimate and veterinary and sanitary conditions of livestock areas, you must carefully clean the manure in recreation areas and aisles. The purpose of research – to achieve improved quality performance of the inclined conveyor due to changes in the construction of scrapers.*

One of the drawbacks of the inclined conveyor is that it does not fully picks up the liquid manure fraction from the bottom of the manure pit. It comprises inclined conveyor chain and scrapers which have a corner shape. Thus scraper moving along the inclined surface of the metal trough captures thick manure fraction and transports it to the top of the inclined conveyor and the rolls in the vehicle, the liquid fraction of manure scrapers are not interested in, and remains in the sump.

The study is tasked to develop this design scrapers so that they removed most of the manure pit inclined conveyor and reduced the time the conveyor.

To solve this problem is proposed in the form of produce scrapers scoop. On the farm training, research and production unit IS NULES of Ukraine "Nizhyn Agrotechnical Institute" experimental studies have been conducted. From which it was found that the power consumption of the motor is changed from 1.1 to 2 kW. In operation, when the inclined conveyor works and placed in one corner, compared to the scraper-corners, an increase of the specific power consumption by 27%. In this scheme semiliquid manure pumping time is reduced by 50%.

Technical and economic advantages of the inclined conveyor developed over the prior art are to improve manure from the pit, and reducing the total cost of cleaning manure from livestock buildings.

Implementation was carried out on the farm of "Krok-Agro" in willage Galitsa Nizhyn district of Chernihiv region.

Keywords: *animal farming, livestock buildings, manure, inclined conveyor, scraper, quality, energy consumption*

УДК 621.436: 534.833.004

МОДЕЛЮВАННЯ ВЕЙВЛЕТ АНАЛІЗУ ВІБРОСИГНАЛІВ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА ДЛЯ ВИЯВЛЕННЯ ЙОГО ЕФЕКТИВНОСТІ

Л. Л. Тімова, О. В. Надточій, кандидати технічних наук
e-mail: lyginu@mail.ru

Анотація. *Розглянуто використання вейвлет аналізу віброакустичного сигналу дизельного двигуна СМД-31А, як*

© Л. Л. Тімова, О. В. Надточій, 2016

SUBSTANTIATION OF PARAMETERS OF INCLINED CONVEYOR SCRAPERS FOR CLEANING MANURE FROM LIVESTOCK BUILDINGS

G. A. Golub, V. S. Khmielewski, R. L. Shvets, N. I. Ikalchic

Abstract. *To ensure proper microclimate and veterinary and sanitary conditions of livestock areas, you must carefully clean the manure in recreation areas and aisles. The purpose of research – to achieve improved quality performance of the inclined conveyor due to changes in the construction of scrapers.*

One of the drawbacks of the inclined conveyor is that it does not fully picks up the liquid manure fraction from the bottom of the manure pit. It comprises inclined conveyor chain and scrapers which have a corner shape. Thus scraper moving along the inclined surface of the metal trough captures thick manure fraction and transports it to the top of the inclined conveyor and the rolls in the vehicle, the liquid fraction of manure scrapers are not interested in, and remains in the sump.

The study is tasked to develop this design scrapers so that they removed most of the manure pit inclined conveyor and reduced the time the conveyor.

To solve this problem is proposed in the form of produce scrapers scoop. On the farm training, research and production unit IS NULES of Ukraine "Nizhyn Agrotechnical Institute" experimental studies have been conducted. From which it was found that the power consumption of the motor is changed from 1.1 to 2 kW. In operation, when the inclined conveyor works and placed in one corner, compared to the scraper-corners, an increase of the specific power consumption by 27%. In this scheme semiliquid manure pumping time is reduced by 50%.

Technical and economic advantages of the inclined conveyor developed over the prior art are to improve manure from the pit, and reducing the total cost of cleaning manure from livestock buildings.

Implementation was carried out on the farm of "Krok-Agro" in willage Galitsa Nizhyn district of Chernihiv region.

Keywords: *animal farming, livestock buildings, manure, inclined conveyor, scraper, quality, energy consumption*

УДК 621.436: 534.833.004

МОДЕЛЮВАННЯ ВЕЙВЛЕТ АНАЛІЗУ ВІБРОСИГНАЛІВ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА ДЛЯ ВИЯВЛЕННЯ ЙОГО ЕФЕКТИВНОСТІ

Л. Л. Тімова, О. В. Надточій, кандидати технічних наук
e-mail: lyginu@mail.ru

Анотація. *Розглянуто використання вейвлет аналізу віброакустичного сигналу дизельного двигуна СМД-31А, як*

© Л. Л. Тімова, О. В. Надточій, 2016

елементу адаптивної моделі обробітку вібросигналу з метою постановки точного і однозначного діагнозу. Приведена очистка віброакустичного сигналу від шуму використанням вейвлет перетворення вейвлетом Добеші db4 та доведена ефективність даного алгоритму для розробки програмного комплексу віброакустичного діагностування ДВЗ. Для моделювання використовувалися математичні пакети Mathcad 15.

Проведений аналіз підходів до віброакустичного діагностування ДВЗ показав перспективність використання віконного перетворення Фур'є та вейвлет перетворення. Використання вейвлет перетворення для аналізу віброакустичного сигналу ДВЗ, цього «мікроскопу» для сигналів дає можливість розпізнавати точніше не тільки зміни в стані механізмів ДВЗ, пов'язані із зношенням, а також і локалізацію джерела зміни. Даний механізм обробітку вібросигналів варто покласти в основу розробки автоматизованої системи діагностики, роботи над якою уже ведуться на нашій кафедрі НУБіП України.

Ключові слова: вібросигнал, спектр, спектральний аналіз, перетворення Фур'є, вейвлет, декомпозиція

Постановка проблеми. Перетворення Фур'є найбільш широко використовується у вібродіагностиці дизелів для спектрального аналізу. Воно розкладає сигнал на ортогональні базисні функції (синуси і косинуси), визначаючи його частотні складові. Даний метод строго математично найкраще підходить до стаціонарних сигналів (підшипники, турбіни) і погано підходить для нестаціонарних сигналів (перекладка поршня, газорозподільчий механізм, форсунки, тощо). Зокрема Фур'є перетворення не дозволяє, наприклад, визначити чи була присутня певна частота в сигналі завжди чи вона з'явилася в сигналі в певний момент (поява дефекту) [1].

Аналіз останніх досліджень. В реальній практиці, всі віброакустичні сигнали навіть нестаціонарні з певним наближенням, розглядають як стаціонарні, розділяючи їх на блоки умовно стаціонарних сегментів, статистика яких лишається незмінною на протязі їх протікання за певний час. В практиці вібродіагностики більше всього в наявності розповсюджені нестаціонарні сигнали, статистичні властивості яких змінюються з часом. Часто вони складаються із короткотривалих високочастотних елементів, які супроводжуються низькочастотними складовими, що накладаються на перші. Для аналізу таких сигналів має використовуватися такий метод, який має показувати хороший розподіл по частоті поряд з відмінним розподілом по часу [2, 3, 4, 5]. Перше, щоб локалізувати низькочастотні компоненти і друге, щоб дозволити високочастотні

складові. Такий метод зустрічається в літературі для аналізу нестационарних сигналів і носить назву віконного перетворення Фур'є (*Short-time Fourier transform (STFT)*) рис. 1.

Результати досліджень. В основу методу покладено рух по сигналу віконної функції, яка має компактний носій. Часовий інтервал сигналу розділяється на сегменти і перетворення STFT виконується послідовно для кожного сегменту окремо. Тим самим здійснюється перехід до частотно-часового (частотно-координатного) відображення сигналів, при якому в межах кожного сегменту (вікна) сигнал рахують стаціонарним. Результатом віконного перетворення є сімейство спектрів який характеризує зміну спектру сигналу за інтервалами здвигу вікна перетворення.

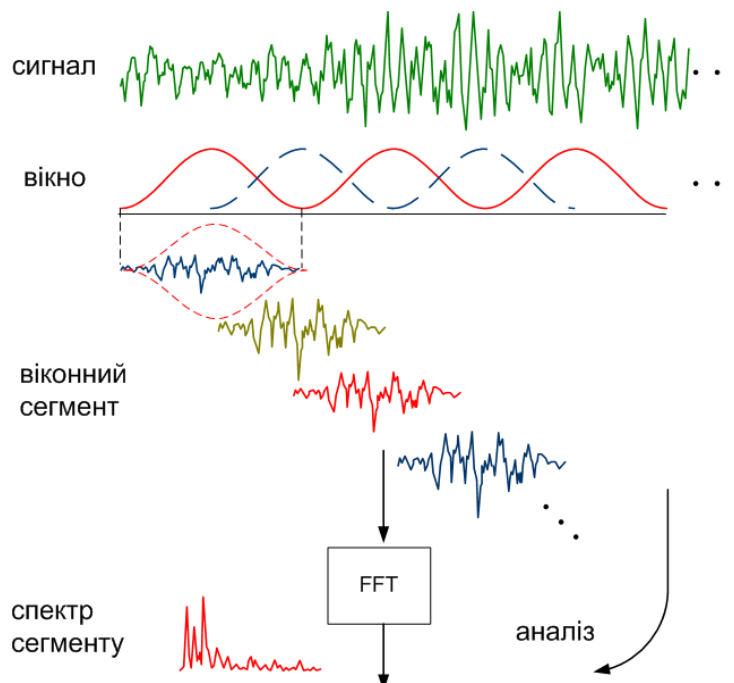


Рис. 1. Схематичний алгоритм STFT аналізу.

Коротко STFT можна охарактеризувати наступним алгоритмом:

- визначити вікно аналізу (наприклад, вузькосмугове 30 ms, 5 мс широкосмуговий);
- визначити величину перекриття між вікнами (наприклад, 30%);
- вибрати віконну функцію (наприклад, Ханна, Гауса, Блекмана);
- створити віконний сегмент (множення сигналу на віконну функцію);
- застосувати швидке перетворення Фур'є (ШПФ) до кожного віконного сегменту.

Отримані за таким алгоритмом спектри сегментів дозволяють виділити на координатній осі і аналізувати особливості

нестационарного сигналу. Розмір носія віконної функції $w(t)$ зазвичай варто встановлювати відповідно до інтервалу стаціонарності сигналу. Для прикладу проведемо таке перетворення для реального віброакустичного сигналу (рис. 2) отриманого з блоку циліндрів двигуна СМД-31А за допомогою акселерометра B&K Type 4333 №272437, встановленого в зоні перекладки поршня 3-го циліндру.

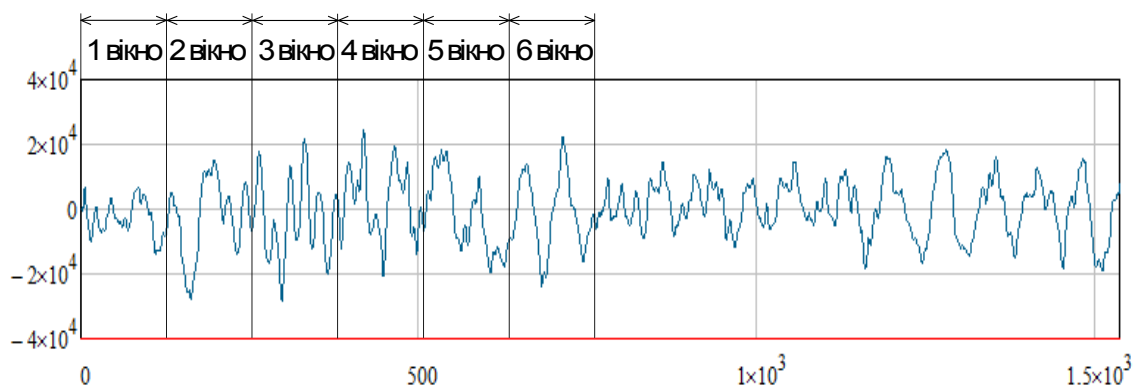


Рис. 2. Віброакустичний сигнал ДВЗ і розклад його на вікна перетворення.

Віконне перетворення виконується у відповідності з виразом:

$$S(w, b_k) = \int_{-\infty}^{+\infty} s(t) \cdot w \cdot (t - b_k) \exp(-j\omega t) dt. \quad (1)$$

Функція $w \cdot (t - b_k)$ являє собою функцію вікна здвигу перетворення по координаті t , де параметром b задаються фіксовані значення здвигу. При здвигу вікон з рівномірним кроком значення b_k приймаються рівними $k\Delta b$. В якості вікна перетворення може використовуватися як найпростіше прямокутне вікно, так і спеціальні вагові вікна (Блекмана, Бартлетта, Гаусса тощо), які забезпечують малі спотворення спектру при вирізанні віконних відрізків сигналів.

Лістинг прикладу віконного перетворення для нестационарного вібросигналу та результат приведений відповідно на рис. 2 і рис. 4.

За спектром сигналу S можна судити про наявність у його складі гармонійних коливань на більш ніж 6 ярко виражених частотах, визначати співвідношення між амплітудами цих коливань і визначити локальність коливань по інтервалу сигналу. Координатна роздільна здатність віконного перетворення визначається шириною віконної функції і обернено пропорційна частотній роздільній здатності.

Функціональні можливості короткотермінового перетворення Фур'є обмежує здатність аналізувати спектральний склад сигналів на інтервалі, однаковому для всіх частот, тобто роздільна здатність по частоті однакова для всього діапазону частот. Тобто, стосовно обробітку складних сигналів. До яких безумовно відносяться і

вібросигнали ДВЗ, проблема віконного короткотермінового перетворення полягає у тому, що приходится вибирати розмір вікна «раз і назавжди», тобто для аналізу всього сигналу. При цьому різні частини записаного сигналу можуть вимагати використання різних за тривалістю вікон. Наприклад, якщо сигнал складається із далеко віддалених один від одного частотних компонент, то можна пожертвувати частотним дозволом на користь тимчасового, і навпаки. Таким чином, у зв'язку з використанням фіксованої ширини вікна STFT не завжди підходить для аналізу сигналів з дуже низькою і високою частотою одночасно (сигнал перекладки поршня, форсунка, газорозподільчий механізм). Такий аналіз стає можливим при використанні гнучкого вікна яке стає вузьким при проходженні через високочастотну складову сигналу і стає широким при проходженні низькочастотної області сигналу. Таку можливість дає вейвлет-аналіз сигналів на основі вейвлетного перетворення (Wavelet Transform) [2, 3, 4, 5, 6].

$$wb(k, n) := \begin{cases} 0.42 - 0.5 \cdot \cos\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{k-1}{n-1}\right) + 0.08 \cdot \cos\left(4 \cdot \pi \cdot \frac{k-1}{n-1}\right) & \text{if } k \neq 0 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$N = 1.638 \times 10^4 \quad \Delta b := 128 \quad w := 127 \quad n := 0..N$$

$$S := \text{cfft}(M^{(0)}) \quad SQ := (M^{(0)}) \quad \Delta \omega S := \frac{2\pi}{\text{Discr} + 1}$$

$$\Delta \omega S w := \frac{2\pi}{w + 1} \quad \Delta \omega S = 3.835 \times 10^{-4}$$

$$S_w := N^{-1} \cdot \Delta b \cdot \text{sw}(SQ, N, \Delta b, w)$$

$$\text{sw}(s, N, \Delta b, w) := \begin{array}{l} k \leftarrow 0 \\ \text{for } b \in 0, \Delta b..N-w \\ \quad k \leftarrow k + 1 \\ \quad \text{for } n \in b..b+w \\ \quad \quad y_{n-b} \leftarrow s_n \cdot wb(n+1, w+1) \\ \quad S_w \leftarrow \text{CFFT}(y) \\ \quad \text{for } n \in 0..w \\ \quad \quad S_{k,n} \leftarrow S_{wn} \end{array}$$

Рис. 3. Лістинг віконного перетворення Фур'є та програма вікна Блекмана.

Вейвлетне перетворення сигналів – це розкладання сигналів на складові за допомогою спеціальної функції, яка дістала назву вейвлета (Wavelet).

Вейвлети стали необхідним математичним інструментом в багатьох дослідженнях. Їх використовують у випадках, коли результат аналізу певного сигналу має містити не тільки простий перелік його характерних частот, масштабів (спектральний аналіз), але і відомості про певні локальні координати, при яких ці частоти проявляють себе. Саме ця задача і полягає. Коли потрібно визначати моменти коли зароджуються дефекти в з'єднаннях ДВЗ. Загальний принцип побудови базису вейвлет-перетворення полягає

у використанні масштабного перетворення і зміщення. Базисом вейвлету є функція типу $\Psi\left(\frac{t-b}{a}\right)$, де b – зсув, a – масштаб.

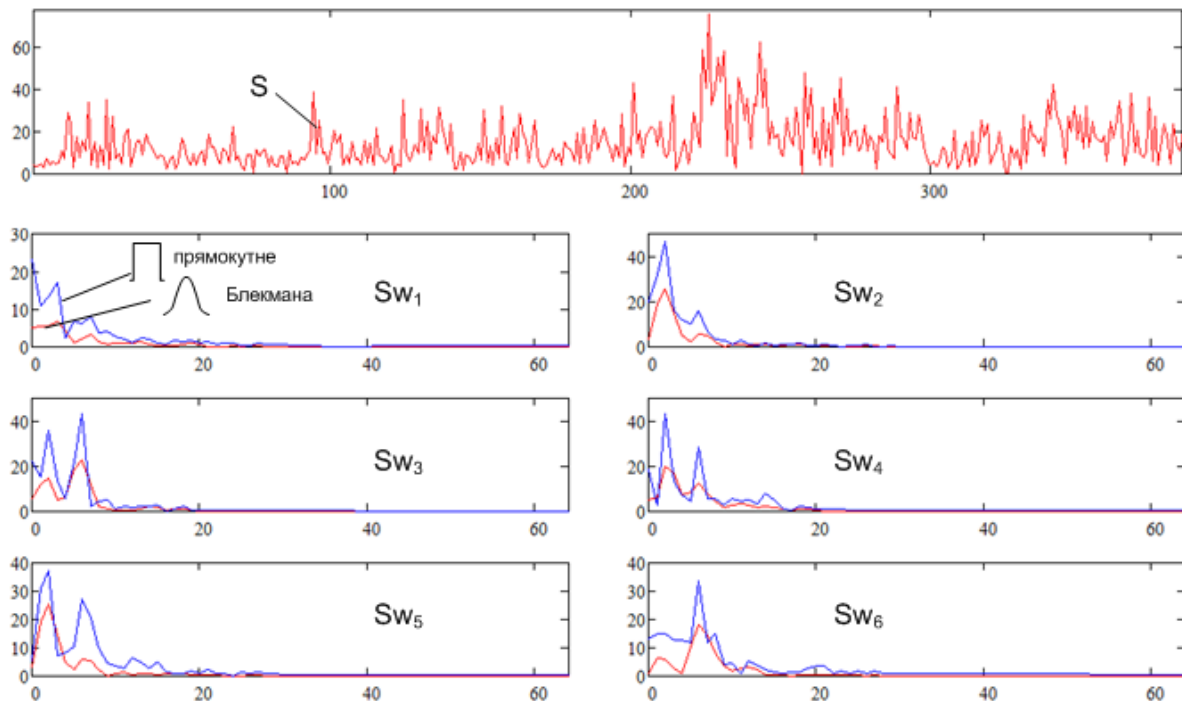


Рис. 4. Реалізація віконного перетворення з використанням двох типів вікон.

Крім того щоб виступати вейвлетом функція $\Psi(t)$ повинна мати нульову площу і ще краще нульовий перший.

Другий і інші моменти. Фур'є перетворення таких функцій рівне нулю при $\omega = 0$ і має вигляд полосового фільтру. При різних значеннях a це буде набір (блок) полосових фільтрів. При розрахунку вейвлетних спектрів вібросигнала в дискретній формі суттєве значення для наглядності і виразності спектру має частота дискретизації (крок) параметрів b і a . Крок дискретизації Δb , як правило. Приймається рівним Δt сигналів які аналізують, тобто рівний 1, при цьому часовий масштаб вейвлетного спектра відповідає часовому масштабу сигналу і зручний для локалізації особливостей сигналу. Для забезпечення можливості зміни базового розміру вейвлета у його формулу вводиться постійний масштабний коефіцієнт d (рис. 5).

Для прикладу спробуємо здійснити вейвлет перетворення в системі Mathcad використовуючи вейвлет Добеші четвертого порядку db4 використовуючи функції прямого $S := \text{wave}(s)$ і оберненого $s := \text{iwave}(S)$ перетворення. Для візуалізації картини коефіцієнтів субматриця переводиться в двовимірний масив з

приведенням до єдиної числової вісі вхідного сигналу (рис. 6) (розтягування коефіцієнтів по вісі зсувів без зміни їх значення).

$$\Psi(t, a, b, d) := \frac{1.0316}{\sqrt{a \cdot d}} \left[1 - 2 \cdot \left(\frac{t - b}{a \cdot d} \right)^2 \right] \cdot \exp \left[- \left(\frac{t - b}{a \cdot d} \right)^2 \right]$$

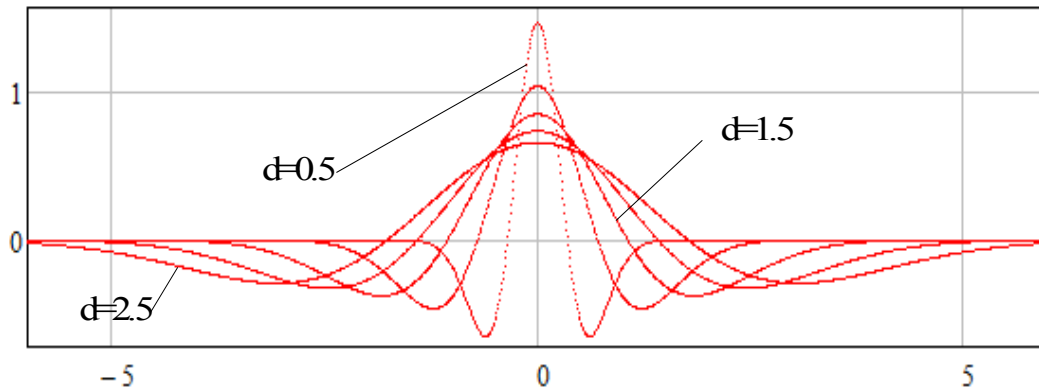


Рис. 5. Зміна базового розміру вейвлета МХАТ.

Вектор даних вейвлет-спектра - $TP := \text{wave}(M^{(0)})$ $G := 12$ $r := 0..G$
 $A_{r,j} := TP_{\text{floor}\left(\frac{j \cdot 2^{G-r}}{2^G + 1}\right)}$

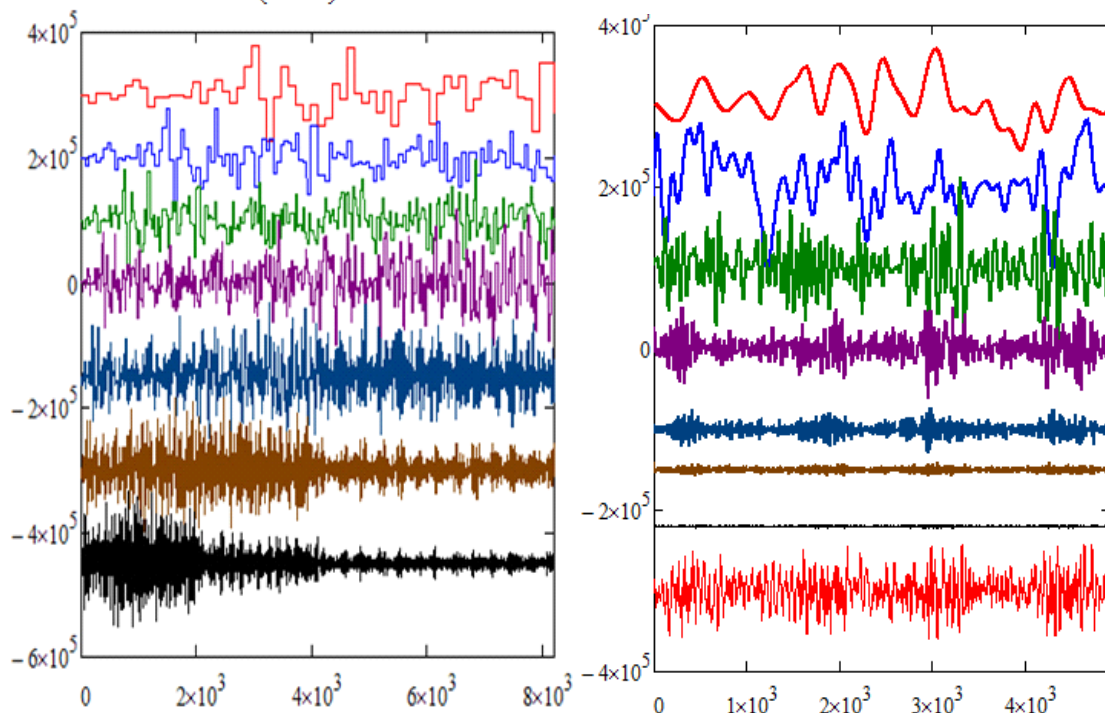


Рис. 6. Вейвлет спектр Добеші віброакустичного сигналу (справа – інтерпольована форма).

В силу діадності вейвлет-перетворення виразність вейвлетного спектру зберігає всі частотні часові особливості сигналів і що

найсуттєвіше дозволяє провести зміну (певний обробіток) сигналу на різних рівнях декомпозиції, а після обробітку виконувати обернене вейвлет перетворення без втрати інформації.

Результати розрахунку вейвлет спектру Добеші модельного сигналу (рис. 6) показані у вигляді 7-ми сімейств його коефіцієнтів.

Ці сім є самими інформативними, хоча загальна кількість може бути більшою. Ще є можливість вивести вейвлетний спектр в 2D и в 3D формі (рис. 7). Головною метою даної статті є показати можливість використання вейвлетів для очистки віброакустичного сигналу від шумів, до яких зазвичай відносять сигнали від інших джерел коливання.

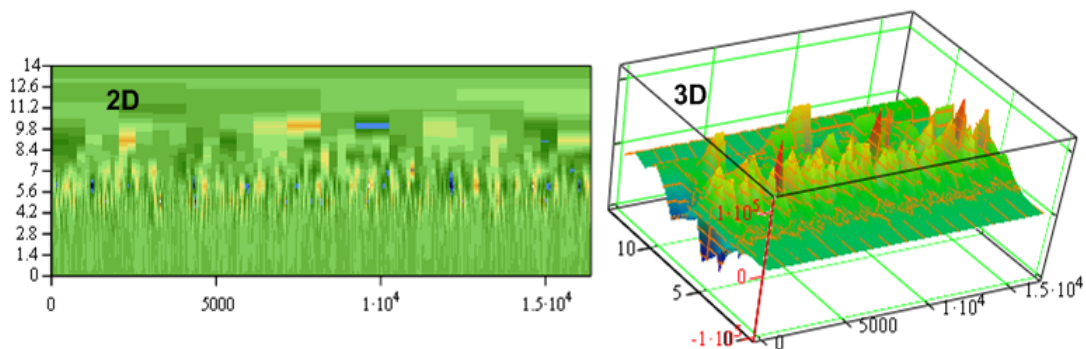


Рис. 7. 2D і 3D вигляд вейвлетного спектру Добеші вібросигналу ДВЗ.

При діагностуванні ЦПГ шумом можуть слугувати сигнали від паливної апаратури, газорозподільного механізму, тощо. Для очистки можна використовувати класичну фільтрацію, однак кращим варіантом є вейвлет очистка. Для початку такої очистки варто провести певні обчислення. Для підготовки вейвлет-перетворення визначається кількість рівнів повної декомпозиції сигналу M і масив доповнюється нулями до потрібної величини 2^M .

$$Ur := \text{ceil}\left(\frac{\ln(j)}{\ln(2)}\right) = \text{ceil}\left(\frac{\ln(16380)}{\ln(2)}\right) = 14, \quad (2)$$

де: j – кількість відліків (точок) записаного віброакустичного сигналу.

При діадному поділу спектра на кожному рівні декомпозиції, перший рівень деталізуючі коефіцієнтів буде сформований із високочастотної частини спектру сигналу від $\pi/2$ до π (в односторонній фізичній шкалі частот). Друга частина спектру від 0 до $\pi/2$ конвертується в апроксимуючі коефіцієнти. На другому рівні апроксимуючі коефіцієнти знову розділяються пополам із перетворенням діапазону $\pi/4$ - $\pi/2$ в деталізуючі, а діапазону 0 - $\pi/4$ в апроксимуючі коефіцієнти другого рівня декомпозиції і таким чином далі до повного розкладу (в нашому випадку 14 раз). Це дозволяє безпосередньо за частотним спектром сигналу встановити

орієнтовну межу шумів і відповідно рівні декомпозиції в яких потужність шумів близька і вище потужності сигналу.

При формуванні нової строчки рівня, коефіцієнти які перевищують встановлені пороги $ub := -3\sigma$ і $ut := +3\sigma$ шумового розподілу, доцільно зберігати повністю із невеликим пониженням значень. Після формування нової строчки декомпозиції (рис. 8) можна замінити нею відповідний рівень розкладу в повному масиві коефіцієнтів і візуально оцінити результат аналізуючи вхідний і вихідний певного рівня декомпозиції сигнали. Після оберненого вейвлет перетворення отриманий сигнал містить як значення власні так і значення вейвлет коефіцієнтів. Іншими словами отримує синтез (змішаний сигнал). Провівши швидке перетворення Фурє можна порівняти спектри чистого (вхідного-зелений) і синтезованого очищеного від шумів (вихідного-червоний) спектрів (рис. 9).

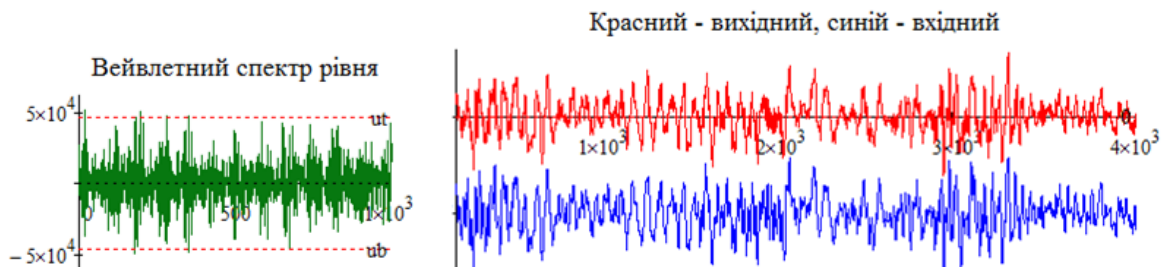


Рис. 8. Четвертий рівень декомпозиції вейвлетного перетворення.

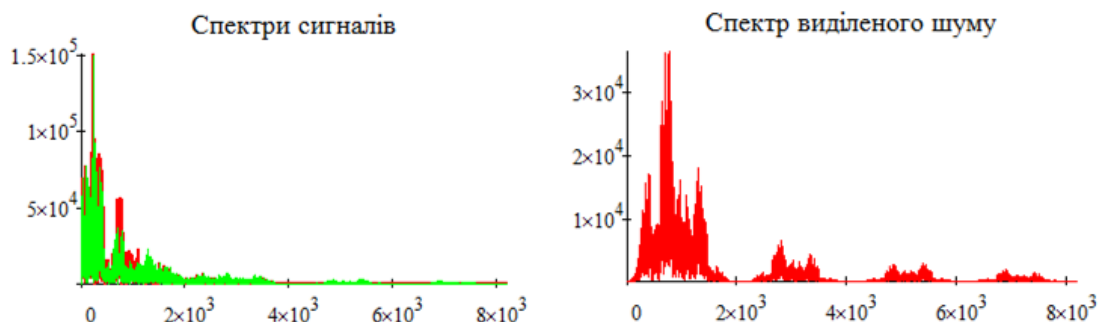


Рис. 9. Спектри до і після вейвлет перетворення та спектр шуму.

На спектрі сигналів можна бачити. Що вейвлетна очистка зберегла по всьому частотному діапазону характерні піки, які формують періодичні скачки значень сигналу, що не може виконати практично ніякий лінійний частотний фільтр. Однак використання після вейвлет очистки сигналу від шуму лінійних фільтрів є досить перспективним з точки зору розділення сигналів (рис. 10).

Використання лінійного полосового фільтру Баттерворда 6 порядку (рис. 10) дозволяє навіть візуально оцінити результат вейвлет очистки сигналу. Сигнал після фільтрації добре розділений і легко може бути використаний для автоматизованої системи

діагностики. Основна проблема такого програмного комплексу полягає в підборі форми вейвлету, вибору рівнів декомпозиції, що після певних досліджень може лягти в основу розробки відповідного автоматизованого програмного комплексу віброакустичного діагностування ДВЗ.

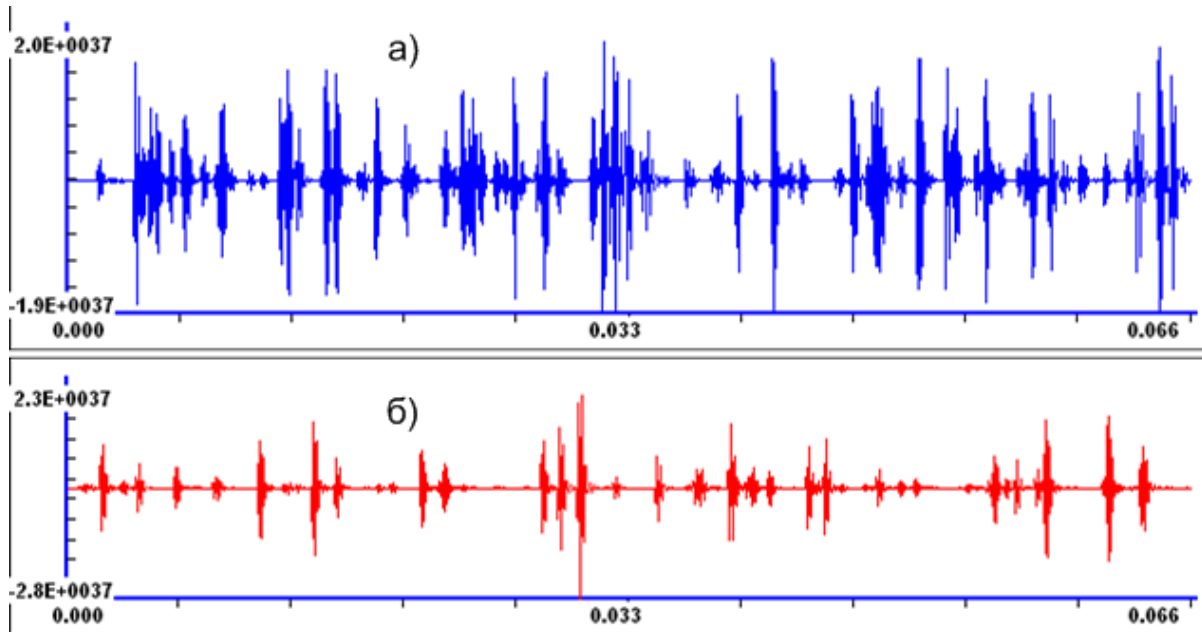


Рис. 10. Фільтрація вихідного а) і очищеного б) від шуму вібросигналу.

Висновок. Проведений аналіз підходів до віброакустичного діагностування ДВЗ показав перспективність використання віконного перетворення Фур'є та вейвлет перетворення. Використання вейвлет перетворення для аналізу віброакустичного сигналу ДВЗ, цього «мікроскопу» для сигналів дає можливість розпізнавати точніше не тільки зміни в стані механізмів ДВЗ, пов'язані із зношенням, а також і локалізацію джерела зміни. Даний механізм обробки вібросигналів варто покласти в основу розробки автоматизованої системи діагностики, роботи над якою уже ведуться на нашій кафедрі НУБіП України.

Список літератури

1. Александров А. А. Вибрация и вибродиагностика судового электрооборудования / А. А. Александров, А. В. Барков, Н. А. Баркова, В. А. Шафранский. – Изд. “Судостроение”, Ленинград, 1986. – 260 с.
2. Блаттер К. Вейвлет-анализ. Основы теории / К. Блаттер. – М.: Техносфера, 2006. – 280 с.
3. Малла С. Вэйвлеты в обработке сигналов / С. Малла ; пер. с англ. – М.: Мир, 2005. – 671 с., ил. – ISBN 5-03-003691-1.
4. Блаттер К. Вэйвлет-анализ. Основы теории / К. Блаттер. – Москва, 2004. – 280 с. – ISBN 5-94836-033-4.
5. Чуи Ч. Введение в вэйвлеты / Ч. Чуи ; пер. с англ. – М.: Мир, 2001. – 412 с., ил. – ISBN 5-03-003397-1.

6. Дремин И. М. Вейвлеты и их использование / И. М. Дремин, О. В. Иванов, В. А. Нечитайло // Успехи физических наук. – 2001. – Т. 171, №5. – С. 465–501.

References

1. Aleksandrov, A. A., Barkov, A. V., Barkova, N. A., Shafransky, V. A. (1986). Vybratsyya y vybrodyahnostyka sudovoho elektrooborudovanyya [Vibration and vibration diagnostics of marine electrical equipment]. Yzd. "Sudostroenye", Lennhrad, 260.
2. Blatter, K. (2006). Veyvlet-analyz. Osnovi teoryy [Wavelet analysis. Fundamentals of the theory]. M.: Tekhnosfera, 280.
3. Malla, S. (2005). Veyvleti v obrabotke syhnalov [Wavelets in signal processing]. per. s anhl, M.: Myr, 671, yl. ISBN 5-03-003691-1.
4. Blatter, K. (2004). Veyvlet-analyz. Osnovi teoryy [Wavelet analysis. Fundamentals of the theory]. Moskva, 280, ISBN 5-94836-033-4.
5. Chu, Ch. (2001). Vvedenye v veyvleti [Introduction to wavelets]. per. s anhl, M.: Myr, 412, ISBN 5-03-003397-1.
6. Dremyn, Y. M., Yvanov, O. V., Nechyta, V. A. (2001). Veyvleti y ykh yspol'zovanye [Wavelets and their use]. Successes of physical Sciences, T. 171, 5, 465–501.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЕЙВЛЕТ АНАЛИЗА ВИБРОСИГНАЛОВ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ ВЫЯВЛЕНИЯ ЕГО ЭФФЕКТИВНОСТИ

Л. Л. Титова, А. В. Надточий

Аннотация. Рассмотрено использование вейвлет анализа виброакустического сигнала дизельного двигателя СМД-31А, как элемента адаптивной модели обработки вибросигнала с целью постановки точного и однозначного диагноза. Приведена очистка виброакустического сигнала от шума с использованием вейвлет преобразования вейвлетом Добеши db4 и доказана эффективность данного алгоритма для разработки программного комплекса виброакустического диагностирования ДВС. Для моделирования использовались математические пакеты Mathcad 15.

Проведенный анализ подходов к виброакустического диагностирования ДВС показал перспективность использования оконного преобразования Фурье и вейвлет преобразования. Использование вейвлет преобразования для анализа виброакустического сигнала ДВС, этого «микроскопа» для сигналов дает возможность распознавать точнее не только изменения в состоянии механизмов ДВС, связанные с износом, а также и локализацию источника изменения. Данный механизм обработки вибросигналов стоит положить в основу розробітку автоматизированной системы диагностики, работы над которой уже ведутся на нашей кафедре НУБіП Украины.

Ключевые слова: вибросигнал, спектр, спектральный анализ, преобразование Фурье, вейвлет, декомпозиция

MODELING OF WAVELET ANALYSIS OF VIBRATION SIGNALS OF DIESEL ENGINE TO DETECT EFFECTIVENESS

L. L. Titova, O. V. Nadtochiy

Abstract. *Considered the use of wavelet analysis of vibro-acoustic signal for diesel engine SMD-31A, as an element of the adaptive processing model of the vibration signal for the purpose of setting an accurate and definitive diagnosis. The cleaning of vibro-acoustic signal from the noise using wavelet transform the Daubechies wavelet db4 and proven effectiveness of this algorithm for the development of a program complex vibro-acoustic diagnostics of internal combustion engines. For modelling we used the mathematical package Mathcad 15.*

The analysis of approaches to vibroacoustic diagnostics of internal combustion engines has shown the prospects of using windowed Fourier transform and wavelet transform. The use of wavelet transform for the analysis of vibro-acoustic signal of the internal combustion engine, this "microscope" for signals enables to identify more precisely not only to changes in the condition of internal combustion engine mechanisms related to wear and tear, and also the localization of the source of the change. This mechanism of processing of vibration signals should be based on a rose robco automated system diagnostics, which are already underway in our Department NULES of Ukraine.

Keywords: *vibration spectrum, spectral analysis, Fourier transformation, wavelet, decomposition*

УДК 621.9.048.7:621.373.826:631.31

ЛАЗЕРНЕ ЗМІЦНЕННЯ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ҐРУНТООБРОБНИХ ЗНАРЯДЬ ЗІ СТАЛІ 65Г

Ю. О. Ковальчук, кандидат технічних наук
Уманський національний університет садівництва
e-mail: temp1405@mail.ru

Анотація. *Встановлено залежність впливу різних режимів лазерної обробки на мікротвердість сталі 65Г. Показано розподіл мікротвердості по глибині ґартування зразків із даної сталі при обробці лазером безперервної дії. Визначено швидкість переміщення лазерного променя по поверхні зразка, при якій з'являється зона плавлення. Встановлено вплив режимів лазерної обробки на глибину ґартування зразків сталі 65Г. Виявлено значне підвищення якості зміцнених лазером шарів даної сталі шляхом використання височастотного сканування лазерного променя.*

© Ю. О. Ковальчук, 2016

MODELING OF WAVELET ANALYSIS OF VIBRATION SIGNALS OF DIESEL ENGINE TO DETECT EFFECTIVENESS

L. L. Titova, O. V. Nadtochiy

Abstract. *Considered the use of wavelet analysis of vibro-acoustic signal for diesel engine SMD-31A, as an element of the adaptive processing model of the vibration signal for the purpose of setting an accurate and definitive diagnosis. The cleaning of vibro-acoustic signal from the noise using wavelet transform the Daubechies wavelet db4 and proven effectiveness of this algorithm for the development of a program complex vibro-acoustic diagnostics of internal combustion engines. For modelling we used the mathematical package Mathcad 15.*

The analysis of approaches to vibroacoustic diagnostics of internal combustion engines has shown the prospects of using windowed Fourier transform and wavelet transform. The use of wavelet transform for the analysis of vibro-acoustic signal of the internal combustion engine, this "microscope" for signals enables to identify more precisely not only to changes in the condition of internal combustion engine mechanisms related to wear and tear, and also the localization of the source of the change. This mechanism of processing of vibration signals should be based on a rose robco automated system diagnostics, which are already underway in our Department NULES of Ukraine.

Keywords: *vibration spectrum, spectral analysis, Fourier transformation, wavelet, decomposition*

УДК 621.9.048.7:621.373.826:631.31

ЛАЗЕРНЕ ЗМІЦНЕННЯ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ҐРУНТООБРОБНИХ ЗНАРЯДЬ ЗІ СТАЛІ 65Г

Ю. О. Ковальчук, кандидат технічних наук
Уманський національний університет садівництва
e-mail: temp1405@mail.ru

Анотація. *Встановлено залежність впливу різних режимів лазерної обробки на мікротвердість сталі 65Г. Показано розподіл мікротвердості по глибині ґартування зразків із даної сталі при обробці лазером безперервної дії. Визначено швидкість переміщення лазерного променя по поверхні зразка, при якій з'являється зона плавлення. Встановлено вплив режимів лазерної обробки на глибину ґартування зразків сталі 65Г. Виявлено значне підвищення якості зміцнених лазером шарів даної сталі шляхом використання височастотного сканування лазерного променя.*

© Ю. О. Ковальчук, 2016

Отже, значне підвищення міцності та зносостійкості робочих органів ґрунтообробних машин зі сталі 65Г може бути досягнуте завдяки використанню метода поверхневого лазерного зміцнення. Встановлено залежність глибини зони зміцнення та мікротвердості даної сталі від швидкості лазерної обробки.

Також якість зміцнених лазером шарів сталі можна підвищити шляхом використання височастотного сканування лазерного променя. Підтримка даних досліджень з боку держави дозволить забезпечити розробку та широке впровадження у виробництво технологій лазерного зміцнення робочих органів ґрунтообробних машин.

Ключові слова: *метод поверхневої лазерної обробки, лазерне випромінювання, зона лазерного впливу, зміцнення, гартування, сталь 65Г, зносостійкість, робочі органи ґрунтообробних знарядь*

Постановка проблеми. Перед виробниками ґрунтообробних машин однією із першочергових задач стоїть забезпечення підвищення зносостійкості їх робочих органів.

На даний момент метод поверхневої лазерної обробки ще не знайшов свого застосування в нашій країні, хоча він може успішно застосовуватися для зміцнення робочих органів ґрунтообробних машин. Для виготовлення даних робочих органів вітчизняні виробники в абсолютній більшості випадків використовують сталь 65Г, що показали проведені опитування.

Лазерне зміцнення сталі забезпечить тим вищу твердість матеріалу, чим більший вміст у сталі вуглецю. Серед сталей 45, Л53 та 65Г найбільшу мікротвердість за глибиною зміцненого шару має сталь 65Г, тому що в ній найбільше міститься вуглецю. Тому застосування лазерної поверхневої обробки сталі 65Г порівняно з іншими сталями є більш ефективним, а дослідження параметрів лазерного зміцнення даної сталі є актуальним.

Аналіз останніх досліджень. Вплив методу поверхневої лазерної обробки на властивості матеріалів за останні роки досліджували в своїх працях такі науковці та вчені, як О. Г. Григор'янц, В. П. Вейко, В. С. Черненко, І. М. Шиганов, М. В. Кіндрачук, О. І. Дудка, В. С. Коваленко та інші, які детально займалися питаннями впливу лазерного випромінювання на поверхню сталевих зразків у різних випадках та для різних матеріалів [1–4].

Дослідження щодо зміцнення різних деталей сільськогосподарської техніки за допомогою лазерного випромінювання наводились в наукових працях В. М. Бобрицького, І. Ф. Буханової, Т. С. Скобло, О. Й. Мажейка та інших [5–10]. Останні дослідження

щодо впливу лазерного випромінювання на сталь 65Г здійснювали науковці В. П. Бірюков та В. Ю. Наскевич [11, 12].

Мета – дослідження залежності глибини та мікротвердості зміцненого шару сталі 65Г від швидкості лазерної обробки та впливу скануючого лазерного променя на властивості сталі для забезпечення підвищення зносостійкості робочих органів ґрунтообробних знарядь.

Результати досліджень. Для підвищення міцності та зносостійкості конструкційних сталей можна використовувати лазерну обробку. Її перевагами є висока швидкість та якість обробки. Високі швидкості нагрівання й охолодження при лазерній обробці призводять до створення структур з високою мікротвердістю.

При зміцненні сталі 65Г твердість її поверхневих шарів може приймати значення більші 60 HRC.

При лазерній обробці з оплавленням зразків із даної сталі відбувається формування верхньої зони оплавлення, в якій основною структурою є мартенсит. Далі у приповерхневому шарі формується зона твердої фази з мартенситу і залишкового аустеніту, а у глибині шару присутні елементи вихідної структури, ферит і цементит. Наступною формується перехідна зона, або зона відпуску, що характеризується невисокою мікротвердістю.

На рис. 1 зображено зміну мікроструктури сталі 65Г при обробці лазером безперервної дії. Якщо в зоні без термообробки переважають елементи вихідної мікроструктури ферит і перліт, то в перехідній зоні – ферит і цементит, а в зоні гартування – мартенсит і залишковий аустеніт. Слід зазначити наявність зони плавлення з переважаючим мартенситом [12].

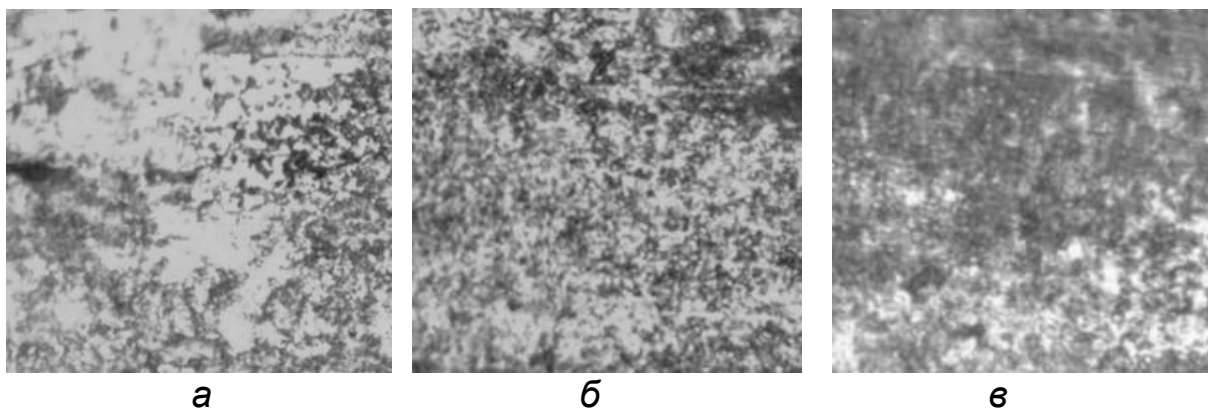


Рис. 1. Вплив лазерного випромінювання на мікроструктуру зразків сталі 65Г ($\times 100$): а – зона без термообробки; б – перехідна зона; в – термооброблена лазером зона.

Мікротвердість зразків зі сталі 65Г зростає зі збільшенням швидкості переміщення лазерного променя в деякому інтервалі

невеликих швидкостей, але глибина загартованого шару знижується. Лазерне нагрівання поверхні зразків вище температури аустенітного перетворення забезпечує після зсуву променя високу швидкість охолодження й утворення в шарі мартенситної структури високої мікротвердості. Максимальна мікротвердість сталі 65Г після лазерної обробки досягає значень 55...65 HRC при глибині гартування до 1150 мкм.

Залежність глибини гартування сталі 65Г від швидкості переміщення лазерного променя при обробці зразка лазером безперервної дії показана на рис. 2 [12].

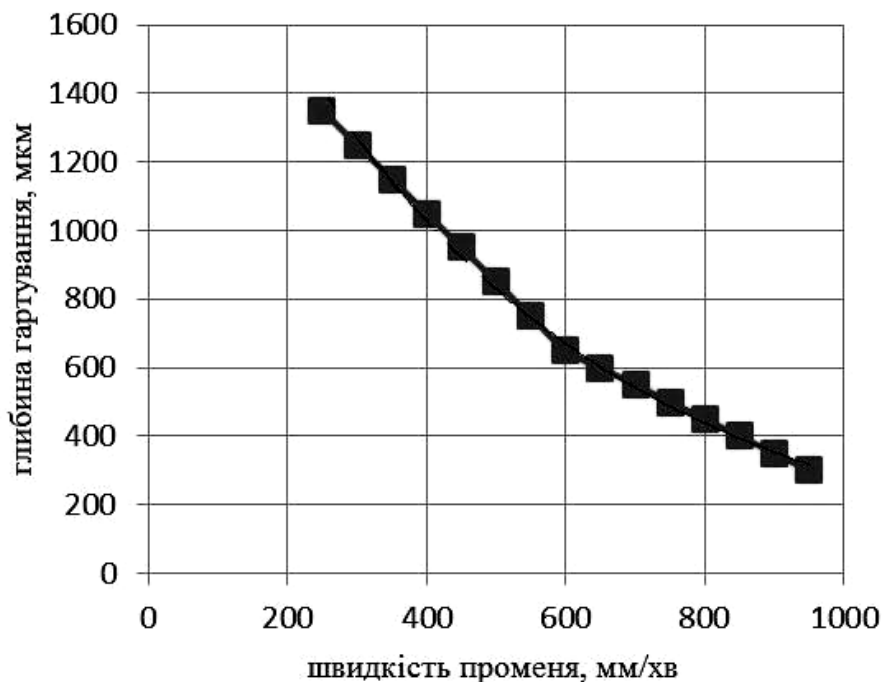


Рис. 2. Залежність глибини гартування від швидкості переміщення лазерного променя.

Глибина загартованого шару зменшується зі збільшенням швидкості переміщення лазерного променя по поверхні зразків зі сталі 65Г, що обумовлено скороченням часу впливу лазерного променя на поверхню обробки та, як наслідок, менш сильним термічним впливом на поверхню. При використанні CO₂-лазера безперервного випромінювання потужністю 1,2 кВт для сталі 65Г зона плавлення з'являється при зменшенні швидкості переміщення лазерного променя нижче 550...490 мм/хв.

Залежність мікротвердості поверхні сталі 65Г від швидкості переміщення променя при обробці лазером безперервної дії показана на рис. 3 [12].

Мікротвердість оброблених лазерним випромінюванням зразків зі сталі 65Г збільшується зі збільшенням швидкості переміщення

лазерного променя в даному діапазоні невеликих швидкостей, що обумовлено зменшенням часу впливу лазерного променя на оброблювану поверхню, а отже більш високою швидкістю охолодження, у результаті чого утворюється мартенсит. Зміцнення сталі 65Г забезпечує загартування структури, що складається з мартенситу, карбідів і невеликої кількості залишкового аустеніту. Структура дрібнозернистого мартенситу забезпечується високою швидкістю охолодження, що значно перевищує критичну.

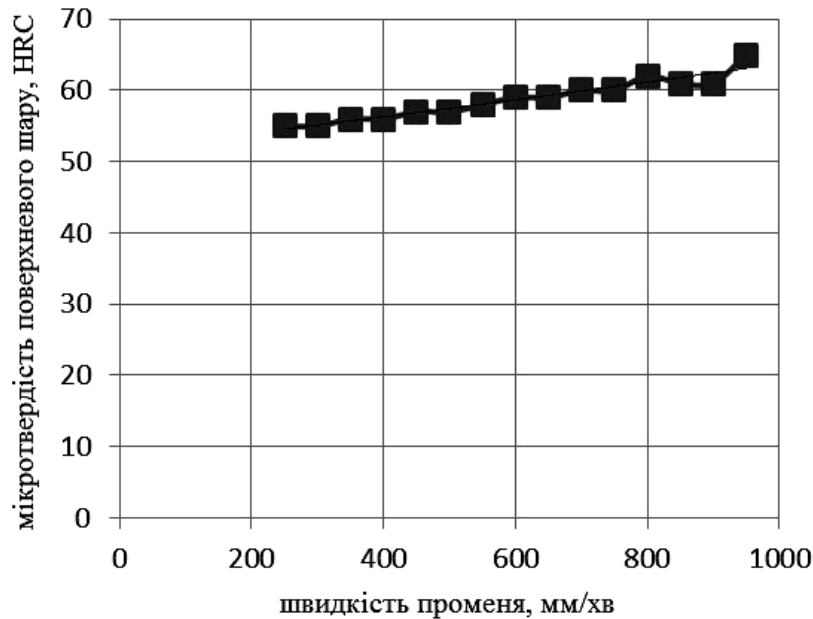


Рис. 3. Залежність мікротвердості поверхні від швидкості переміщення лазерного променя.

Поверхневий шар в основному складається з мартенситу. Характерна риса мартенситу – висока твердість, міцність і низька пластичність. Залишковий аустеніт вносить елементи пластичності.

Дані явища показують істотний вплив хімічного складу сталі на мікротвердість і глибину зміцнення. Шляхом металографічного дослідження встановлено, що лазерне гартування сталі 65Г забезпечує дрібнозернисту мартенситну структуру із глибиною загартованого шару до 1,35 мм і твердістю поверхні до значень 55..65 HRC.

Застосування високочастотного сканування лазерного променя по нормалі до траєкторії руху відповідної деталі значно підвищує якість зміцнених шарів в порівнянні з обробкою нерухомим розфокусованим променем. У разі скануючого променя відбуваються більш істотні структурні зміни в поверхневих шарах сталі, з'являються фрагменти з більш значним подрібненням елементів структури. В результаті гартування лазерним променем

культиваторних лап їх зносостійкість підвищилася в 4-5 разів, що підтвердили відповідні польові випробування [11].

Висновки

1. Отже, значне підвищення міцності та зносостійкості робочих органів ґрунтообробних машин зі сталі 65Г може бути досягнуте завдяки використанню метода поверхневого лазерного зміцнення. Встановлено залежність глибини зони зміцнення та мікротвердості даної сталі від швидкості лазерної обробки.

2. Також якість зміцнених лазером шарів сталі можна підвищити шляхом використання височастотного сканування лазерного променя. Підтримка даних досліджень з боку держави дозволить забезпечити розробку та широке впровадження у виробництво технологій лазерного зміцнення робочих органів ґрунтообробних машин.

Список літератури

1. Григорьянц А. Г. Технологические процессы лазерной обработки : учеб. пособие для вузов / Григорьянц А. Г., Шиганов И. Н., Мисюров А. И. ; под ред. А. Г. Григорьянца. – 2-е изд., стереотип. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2008. – 664 с.
2. Черненко В. С. Променеві методи обробки : Навч. посібник / В. С. Черненко, М. В. Кіндрачук, О. І. Дудка. – К.: Кондор, 2008. – 166 с.
3. Вейко В. П. Опорный конспект лекций по курсу «Лазерные технологии». Введение в лазерные технологии / В. П. Вейко, А. А. Петров. – СПб: СПбГУ ИТМО, 2009. – 143 с.
4. Упрочнение деталей лучом лазера / В. С. Коваленко, Л. Ф. Головкин, Г. В. Меркулов, А. И. Стрижак ; ред. В. С. Коваленко. – К.: Техника, 1981. – 131 с.
5. Бирюков В. П. Повышение износостойкости деталей сельскохозяйственной техники и почвообрабатывающих орудий лазерным упрочнением и наплавкой / В. П. Бирюков // Лазерные технологии в сельском хозяйстве : Тематический сборник. – М.: Техносфера, 2008. – С. 256–264.
6. Буханова И. Ф. Применение лазерного излучения для упрочнения и восстановления деталей сельскохозяйственного машиностроения / И. Ф. Буханова, В. В. Дивинский, В. М. Журавель // Лазерные технологии в сельском хозяйстве : Тематический сборник. – М.: Техносфера, 2008. – С. 264–270.
7. Мажейка О. Й. Модифікування технології лазерної обробки деталей сільськогосподарської техніки / О. Й. Мажейка // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Вип. 21. – Кіровоград: КНТУ, 2008. – С. 164–167.
8. Бобрицький В. М. Підвищення зносостійкості різальних елементів робочих органів ґрунтообробних машин : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.02.04 «Тертя та зношування в машинах» / В. М. Бобрицький. – К., 2007. – 20 с.
9. Бирюков В. П. Восстановление и упрочнение поверхностей лазерным излучением / В. П. Бирюков // Фотоника. – 2009. – № 3. – С. 14–16.
10. Разработка технологии восстановления с использованием лазерного луча / Т. С. Скобло, А. И. Сидашенко, А. В. Сайчук, В. Л. Манило // Научный вестник Луганского национального аграрного университета. Серия «Технические науки». – 2011. – № 30. – С. 257–265.

11. Бирюков В. П. Изменение структуры и свойств сталей при лазерном упрочнении / В. П. Бирюков // Фотоника. – 2012. – № 3. – С. 22–26.
12. Наскевич В. Ю. Исследование влияния параметров лазерной обработки на поверхностный слой конструкционной стали / В. Ю. Наскевич / Вестник Гродзенского государственного университета имени Янки Купалы. Серия «Техника». – 2013. – № 4. – С. 59–65.

References

1. Hryhor'yants, A. H., Shyhanov, Y. N., Mysyurov, A. Y. (2008). Tekhnolohycheskye protsessy lazernoy obrabotky. Ucheb. posobyie dlya vuzov [Technological processes of laser processing : Textbook. manual for universities]. 2-e yzd., stereotyp, M.: Yzd-vo MHTU ym. N. E. Baumana, 664.
2. Chernenko, V. S., Kindrachuk, M. V., Dudka, O. I. (2008). Promenevi metody obrobky [Radiation processing] : Navch. posibnyk. K.: Kondor, 166.
3. Veyko, V. P., Petrov, A. A. (2009). Oporniy konspekt lektsyy po kursu «Lazernie tekhnolohyy». Vvedeniye v lazernie tekhnolohyy [Basic abstract of lectures on "Laser technology". Introduction to laser technology]. SPb: SPbHU YTMO, 143.
4. Kovalenko, V. S., Holovko, L. F., Merkulov, H. V., Stryzhak A. Y. (1981). Uprochneniye detaley luchom lazera [Strengthening of parts by laser beam]. K.: Tekhnika, 131.
5. Byryukov, V. P. (2008). Povisheniye yznosostoykosty detaley sel'skokho-zyaystvennoy tekhniki y pochvoobrabatyvayushchykh orudiy lazernim uprochneniyem y naplavkoy [Strengthening of parts by laser beam]. Laser technology in agriculture : case collection, M.: Tekhnosfera, 256–264.
6. Bukhanova, Y. F., Dyvynskyy, V. V., Zhuravel', V. M. (2008). Prymeneniye lazernoho yzlucheniya dlya uprochneniya y vosstanovleniya detaley sel'skokhozyaystvennoho mashynostroeniya [Application of laser radiation for hardening and restoration of details of agricultural engineering]. Laser technology in agriculture : case collection, M.: Tekhnosfera, 264–270.
7. Mazheyka, O. Y. (2008). Modyfikuvannya tekhnolohiyi lazernoyi obrobky detaley sil'skohospodars'koyi tekhniki [The modification technology of laser machining agricultural technology]. Collection of scientific works Kirovo-town national technical University. Technology in agricultural production, industry machinery, automation, Vyp. 21, Kirovohrad: KNTU, 164–167.
8. Bobryts'kyy, V. M. (2007). Pidvyshchennya znosostiystosti rizal'nykh elementiv robochykh orhaniv gruntoobrobnykh mashyn [Improvement of wear resistance of cutting elements of the working bodies of tillage machines] : avtoref. dys. na zdobuttya nauk. stupenya kand. tekhn. nauk : spets. 05.02.04 «Tertya ta znoshuvannya v mashynakh». K., 20.
9. Byryukov, V. P. (2009). Vosstanovleniye y uprochneniye poverkhnostey lazernim yzlucheniyem [Restoration and hardening of surfaces by laser radiation]. Photonics, 3, 14–16.
10. Skoblo, T. S., Sydashenko, A. Y., Saychuk, A. V., Manylo, V. L. (2011). Razrabotka tekhnolohyy vosstanovleniya s yspol'zovanyem lazernoho luchu [Development of recovery technology using a laser beam]. Scientific Bulletin of Lugansk national agrarian University. Series "Technical Sciences", 30, 257–265.
11. Byryukov, V. P. (2012). Yzmeneniye struktury y svoystv staley pry lazernom uprochneniyi [Changes in the structure and properties of steels during laser hardening]. Photonics, 3, 22–26.
12. Naskevych, V. Yu. (2013). Yssledovaniye vliyaniya parametrov lazernoy obrabotky na poverkhnostniy sloy konstruktsyonnoy stali [Study of the influence of parameters of laser treatment on surface layer structural steel]. Bulletin Grodnenskogo state University named after Yanka Kupala. Series "Engineering", 4, 59–65.

ЛАЗЕРНОЕ УПРОЧНЕНИЕ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ ОРУДИЙ ИЗ СТАЛИ 65Г

Ю. О. Ковальчук

Аннотация. Установлено зависимость влияния различных режимов лазерной обработки на микротвердость стали 65Г. Показано распределение микротвердости по глубине закалки образцов из данной стали при обработке лазером непрерывного действия. Определена скорость перемещения лазерного луча по поверхности образца, при которой появляется зона плавления. Установлено влияние режимов лазерной обработки на глубину закалки образцов стали 65Г. Выявлено значительное повышение качества упрочненных лазером слоев данной стали путем использования высокочастотного сканирования лазерного луча.

Следовательно, значительное повышение прочности и износостойкости рабочих органов почвообрабатывающих машин из стали 65Г может быть достигнуто благодаря использованию метода поверхностного лазерного упрочнения. Установлена зависимость глубины зоны упрочнения и микротвердости данной стали от скорости лазерной обработки.

Также качество упрочненных лазером слоев стали можно повысить путем использования высокочастотного сканирования лазерного луча. Поддержка данных исследований со стороны государства позволит обеспечить разработку и широкое внедрение в производство технологий лазерного упрочнения рабочих органов почвообрабатывающих машин.

Ключевые слова: метод поверхностной лазерной обработки, лазерное излучение, зона лазерного воздействия, упрочнение, закалка, сталь 65Г, износостойкость, рабочие органы почвообрабатывающих орудий

LASER STRENGTHENING OF WORKINGS ORGANS OF SOIL-CULTIVATING INSTRUMENTS OF STEEL 65G

Yu. O. Kovalchuk

Abstract. The dependence of the effect of different laser processing conditions on the microhardness of steel 65G. The distribution of microhardness hardening depth from the steel samples treated at continuous laser. Determined moving speed of the laser beam on the sample surface, at which there is a melting zone. The effect of laser treatment regimes 65G steel samples hardened depth. A significant increase in quality of a laser-hardened steel of this layer revealed through the use of high-frequency scanning of the laser beam.

Consequently, a significant increase in the strength and durability of the working bodies of tillage machines from steel 65G can be achieved through the use of the method of surface laser hardening. The dependence of the depth of the hardening zone and the microhardness of the steel of the speed of laser processing.

The quality of laser-hardened layers of steel can be increased by using high-frequency scanning of the laser beam. Support for these studies from the state will ensure the development and dissemination of production technology laser hardening of the working bodies of tillage machines.

Keywords: *method of surface laser treatment, laser radiation, zone laser treatment, hardening, tempering, steel 65G, wear, workings organs of soil-cultivating instruments*

УДК 621.7.002

МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ТА НАВАНТАЖЕНЬ ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ МЕХАНІЗМІВ ПІДЙОМУ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН ПУСКУ

**Ю. В. Човнюк, І. М. Сівак, кандидати технічних наук
e-mail: sivakim@ukr.net**

Анотація. Запропонована математична модель для аналізу динамічних процесів та навантажень пружних елементів (канатів) механізмів підйому вантажу кранів у режимах їх пуску, яка враховує дискретно-континуальні властивості подібних систем.

У процесі моделювання динаміки та навантажень пружних елементів (канатів) механізму підйому вантажопідйомних машин останні зазвичай розглядають як системи із зосередженими параметрами, проте такий підхід не дозволяє правильно оцінити й розрахувати навантаження на пружний елемент (особливо у випадках його значної довжини) та врахувати процеси хвиле утворень, коливань, що виникають у ньому. Тому розрахунки навантажень на пружний елемент вантажопідйомної машини вимагають зміни й суттєвого нормування існуючих підходів (та інженерних методів розрахунку) у оцінці та аналізі явищ, що виникають у канаті, як системі із розподіленими параметрами (особливо у режимах пуску гальмування машини, коли розвиваються значні навантаження на всі її складові).

Запропонована адекватна математична модель динамічних процесів та навантажень пружних елементів (канатів) механізмів підйому вантажу кранів у режимах їх пуску.

Знайдені точні аналітичні розв'язки вказаної моделі, які правильно відображають її (системи) дискретно-континуальні властивості.

© Ю. В. Човнюк, І. М. Сівак, 2016

The quality of laser-hardened layers of steel can be increased by using high-frequency scanning of the laser beam. Support for these studies from the state will ensure the development and dissemination of production technology laser hardening of the working bodies of tillage machines.

Keywords: *method of surface laser treatment, laser radiation, zone laser treatment, hardening, tempering, steel 65G, wear, workings organs of soil-cultivating instruments*

УДК 621.7.002

МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ТА НАВАНТАЖЕНЬ ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ МЕХАНІЗМІВ ПІДЙОМУ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН ПУСКУ

**Ю. В. Човнюк, І. М. Сівак, кандидати технічних наук
e-mail: sivakim@ukr.net**

Анотація. Запропонована математична модель для аналізу динамічних процесів та навантажень пружних елементів (канатів) механізмів підйому вантажу кранів у режимах їх пуску, яка враховує дискретно-континуальні властивості подібних систем.

У процесі моделювання динаміки та навантажень пружних елементів (канатів) механізму підйому вантажопідйомних машин останні зазвичай розглядають як системи із зосередженими параметрами, проте такий підхід не дозволяє правильно оцінити й розрахувати навантаження на пружний елемент (особливо у випадках його значної довжини) та врахувати процеси хвиле утворень, коливань, що виникають у ньому. Тому розрахунки навантажень на пружний елемент вантажопідйомної машини вимагають зміни й суттєвого нормування існуючих підходів (та інженерних методів розрахунку) у оцінці та аналізі явищ, що виникають у канаті, як системі із розподіленими параметрами (особливо у режимах пуску гальмування машини, коли розвиваються значні навантаження на всі її складові).

Запропонована адекватна математична модель динамічних процесів та навантажень пружних елементів (канатів) механізмів підйому вантажу кранів у режимах їх пуску.

Знайдені точні аналітичні розв'язки вказаної моделі, які правильно відображають її (системи) дискретно-континуальні властивості.

© Ю. В. Човнюк, І. М. Сівак, 2016

Подібні підходи й розв'язки, отримані у роботі, можуть спрямувати у подальшому для вдосконалення й уточнення існуючих методів інженерного розрахунку подібних систем.

Ключові слова: *моделювання, динамічний процес, навантаження, пружний елемент, механізм підйому*

Постановка проблеми. У процесі моделювання динаміки та навантажень пружних елементів (канатів) механізму підйому вантажопідйомних машин останні зазвичай розглядають як системи із зосередженими параметрами, проте такий підхід не дозволяє правильно оцінити й розрахувати навантаження на пружний елемент (особливо у випадках його значної довжини) та врахувати процеси хвиле утворень, коливань, що виникають у ньому.

Тому розрахунки навантажень на пружний елемент вантажопідйомної машини вимагають зміни й суттєвого нормування існуючих підходів (та інженерних методів розрахунку) у оцінці та аналізі явищ, що виникають у канаті, як системі із розподіленими параметрами (особливо у режимах пуску гальмування машини, коли розвиваються значні навантаження на всі її складові).

Аналіз останніх досліджень. Спрощені математичні (динамічні) моделі механізму підйому вантажу кранів наведені у [1, 3]. На основі вказаних моделей проведена оптимізація режимів їх руху (зокрема пуску).

Проте розвинутий підхід не враховує континуальні властивості розглядуваних систем, зокрема їх пружних елементів/канатів.

Мета досліджень є вдосконалення існуючих математичних моделей для аналізу динамічних процесів та навантажень пружних елементів (канатів) механізмів підйому вантажу (мостових) кранів у режимах їх пуску, які враховують дискретно-континуальні властивості подібних систем на основі підходу, розвинутого у [2].

Результати досліджень. 1. Динамічна модель механізму підйому вантажопідйомного крана (дискретно-континуальний варіант).

Використаємо підхід авторів [1] щодо моделювання динаміки механізму підйому вантажу кранів у режимі їх пуску у тій його частині, яка стосується дискретних властивостей системи, зокрема, при визначенні зусилля R у канаті.

Вказана величина визначається наступним виразом:

$$R = \left\{ \frac{m_b}{\eta_2} \frac{g}{n} + \left(\frac{m_6}{n^2} + 2H\rho \right) \times \frac{\left[\frac{2M \times \eta_1}{D} \times i - \frac{m_6}{\eta_2} \frac{g}{n} \right]}{\left\{ \frac{4[I_1 I_2 I_{31} \times i^2 + I_{32} + I_4]}{D^2} + \frac{m_6}{n^2} + 2H\rho \right\}} \right\}, \quad (1)$$

де: m_b – маса вантажу, g – прискорення вільного падіння, n – кратність полістасової системи, η_1 , η_2 – коефіцієнт корисної дії передачі від двигуна до барабана і полістасової системи, відповідно, H – довжина рухомих гілок каната, ρ – маса одиниці

довжини каната, M – рушійний момент на валу двигуна, D – діаметр барабана, i – передавальне відношення валів із зубчастими колесами, $I_1 I_2 I_{31} I_{32} I_4$ – моменти інерції маси двигуна, гальмівного шків, передавального механізму й барабан, відповідно:
 $R = \left\{ \frac{(m_{n1} + m_{n2}) * C_n}{m_{n1} * m_{n2}} \right\}^{1/2}$, де m_{n1} – приведена маса ротора двигуна, гальмівного шків, зубчастих колес та барабана до гілок канату, m_{n2} – приведена маса вантажу до гілок канату, C_n – приведена жорсткість гілок канату (див. рис. 1), t – час.

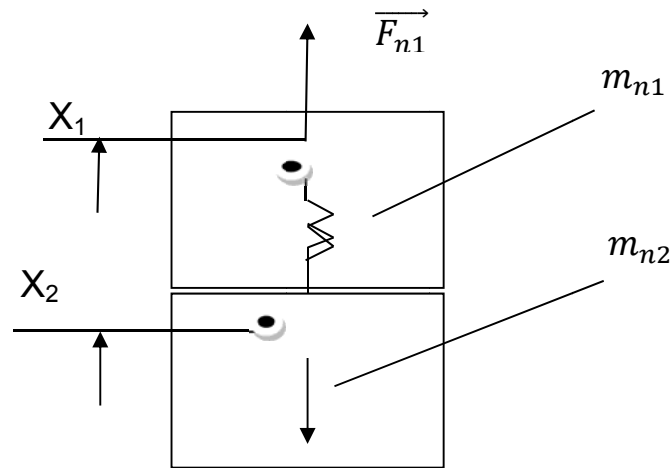


Рис. 1. Спрощена динамічна модель механізму підйому вантажопідйомного крана.

Слід зазначити, що у (1) й на рис. 1 збережені всі позначення авторів [1]. На рис. 1: $\vec{F}_{n1}$, $\vec{F}_{n2}$ – приведені до канату сили від дії відповідно рушійного моменту на валу двигуна й вантажу, x_1 , x_2 – координати центрів мас відповідно m_{n1} , m_{n2} .

Приведена жорсткість C_n канатно-полісластової системи:

$$C_n = \frac{2ES}{n^2} * \left\{ \frac{1}{(n-1)h} + \frac{1}{H} \right\}, \quad (2)$$

де: E – модель пружності канату, S – площа його поперечного перерізу, h – відстань між вісями рухомих і нерухомих блоків системи.

Вираз (2) для R отриманий за умови, що $F_{n1} = \text{const}$, й $F_{n2} = \text{const}$, і не є функціями часу t . Для $x_1(t)$ й $x_2(t)$ у [1], отримані наступні вирази:

$$\left\{ \begin{array}{l} x_1(t) = C_0 + \frac{f}{2R^2} * t^2 + C_2 * \cos Rt + \frac{m_{n2}}{C_n} * \left(\frac{f}{R^2} - C_2 * R^2 * \cos Rt \right) + \frac{F_{n2}}{C_n}; \\ C_0 = -\frac{1}{R^2} * \left(\frac{1}{R^2} + \frac{F_{n2}}{m_{n2}} \right) = -C_2; \\ f = \frac{(F_{n1} - F_{n2})C_n}{m_{n1}m_{n2}} \\ x_2(t) = \frac{f}{2R^2} * t^2 - \frac{1}{R^2} * \left(\frac{f}{R^2} + \frac{F_{n2}}{m_{n2}} \right) * (1 - \cos Rt) \end{array} \right. \quad (3)$$

Приведена довжина каналу l^* визначається із наступного співвідношення:

$$\{l^*\}^{-1} = \left\{ \frac{1}{(n-1)h} + \frac{1}{H} \right\}. \quad (4)$$

Враховуючи (1), (4) можна визначити силу r^* , яка діє на одиницю довжини канату:

$$r^* = R(l^*)^{-1} = R * \left\{ \frac{1}{(n-1)h} + \frac{1}{H} \right\}. \quad (5)$$

Тоді рівняння для поздовжніх переміщень $U(\tilde{x}, t)$ канату (вісь $\widetilde{Ox}$ обрана вздовж вісі канату, а точка O відповідає $\tilde{x} = 0$ – місце знаходженню центру маси m_{n1} , має вигляд:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = a^2 * \frac{\partial^2 u}{\partial \tilde{x}^2} + g(t), \quad (6)$$

де: $a^2 = \frac{E}{\rho^*}$, ρ^* – щільність матеріалу канату; $g(t) = \frac{r^*(t)}{\rho^* S}$.

Граничні та початкові умови для $U(\tilde{x}, t)$ наступні:

$$\begin{cases} U/\widetilde{x=0} = x_1(t); & U/\widetilde{x=l^*} = x_2(t) \\ U/t=0 = 0; & \frac{\partial U}{\partial t}/t=0 = 0 \end{cases} \quad (7)$$

Вважаємо, що координати $\widetilde{x=l^*}$ співпадає з центром маси m_{n2} . Отже, задача аналізу динаміки пружного елементу/канату системи звелась до класичної задачі математичної фізики [2], для аналізу вимушених коливань струни з рухомими кінцями.

2. Розв'язок рівняння, яке моделює динаміку пружного елементу системи. Розглядаємо розв'язок (6) за умов (7) методом [2]. Для цього будемо вважати, що:

$$U(\tilde{x}, t) = W(\tilde{x}, t) + V(\tilde{x}, t). \quad (8)$$

При цьому функція $W(\tilde{x}, t)$ має вигляд:

$$W(\tilde{x}, t) = x_1(t) + \{x_2(t) - x_1(t)\} * \frac{\tilde{x}}{l^*}. \quad (9)$$

Для функції $V(\tilde{x}, t)$ треба розв'язати рівняння:

$$\frac{\partial^2 V}{\partial t^2} = a^2 * \frac{\partial^2 V}{\partial \tilde{x}^2} + g(t) - \ddot{x}_1(t) - [\ddot{x}_2(t) - \ddot{x}_1(t)] * \frac{\tilde{x}}{l}. \quad (10)$$

За граничних і початкових умов типу:

$$V/\widetilde{x=0} = V/\widetilde{x=l^*} = 0, \quad (11)$$

$$\begin{cases} V/t=0 = -x_1(0) - [x_2(0) - x_1(0)] * \frac{\tilde{x}}{l} \\ \frac{\partial V}{\partial t}/t=0 = -\dot{x}_1(0) - [\dot{x}_2(0) - \dot{x}_1(0)] * \frac{\tilde{x}}{l} \end{cases} \quad (12)$$

У (10) й (12) крапка над виразом означає однократне диференціювання виразу по t . Так, для $\ddot{x}_1(t)$ й $\ddot{x}_2(t)$ маємо:

$$\begin{cases} \ddot{x}_1(t) = \frac{f}{R^2} - C_2 R^2 \cos Rt + \frac{m_{n2}}{C_2} C_2 R^4 \cos Rt; \\ \ddot{x}_2(t) = \frac{f}{R^2} - \left\{ \frac{f}{R^2} + \frac{F_{n2}}{m_{n2}} \right\} \cos Rt \end{cases} \quad (13)$$

Для $\dot{x}_1(0)$ й $\dot{x}_2(0)$ можна отримати:

$$\dot{x}_1(0) = 0; \quad \dot{x}_2(0) = 0. \quad (14)$$

Для $\dot{x}_1(0)$ й $\dot{x}_2(0)$ маємо:

$$\begin{cases} \dot{x}_1(0) = C_0 + C_2 + \frac{m_{n2}}{C_n} * \left\{ \frac{f}{R^2} - C_2 R^2 \right\} + \frac{F_{n2}}{C_n} \\ \dot{x}_2(0) = 0 \end{cases} \quad (15)$$

З урахуванням (14), (15) вирази (12) можна спростити:

$$\begin{aligned} V/t=0 &= -x_1(0) + x_1(0) * \frac{\tilde{x}}{l} = x_1(0) \left\{ \frac{\tilde{x}}{l} - 1 \right\} = \\ &= \left[\frac{m_{n2}}{C_n} * \left\{ \frac{f}{R^2} - C_2 R^2 \right\} + \frac{F_{n2}}{C_n} \right] * \left(\frac{\tilde{x}}{l} - 1 \right); \\ \frac{\partial V}{\partial t} / t=0 &= 0. \end{aligned} \quad (16)$$

Тепер слід розв'язати рівняння (10) за граничних та початкових умов (11), (16), (17). Використаємо алгоритм, поданий у [2]. Введемо наскртні позначення:

$$t(\tilde{x}, t) = g(t) - \ddot{x}_1 t - [\ddot{x}_2(t) - \ddot{x}_1(t)] * \frac{\tilde{x}}{l}, \quad (17)$$

$$Q(\tilde{x}) = V/t=0 = -x_1(0) + x_1(0) * \frac{\tilde{x}}{l}. \quad (18)$$

Тоді для $\sqrt{(x, t)}$ треба розв'язати наступну початково-крайову задачу:

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 V}{\partial t^2} = a^2 * \frac{\partial^2 V}{\partial \tilde{x}^2} + x(\tilde{x}, t) \\ V/\tilde{x}=0 = V/\tilde{x}=l^* = 0; \\ V/t=0 = \theta(\tilde{x}); \quad \frac{\partial V}{\partial t} / t=0 = 0. \end{cases} \quad (19)$$

Будемо шукати розв'язок задачі (19) у вигляді:

$$V(\tilde{x}, t) = V_1(\tilde{x}, t) + V_2(\tilde{x}, t). \quad (20)$$

У виразі (20) $V_1(\tilde{x}, t)$ є розв'язок неоднорідного рівняння:

$$\frac{\partial^2 V_1}{\partial t^2} = a^2 * \frac{\partial^2 V_1}{\partial \tilde{x}^2} + \varphi(\tilde{x}, t). \quad (21)$$

Що задовольняє граничним умовам:

$$V_1/\tilde{x}=0 = 0, \quad V_1/\tilde{x}=l^* = 0. \quad (22)$$

А також початковим умовам:

$$V_1/t=0 = 0, \quad \frac{\partial V_1}{\partial t} / t=0 = 0. \quad (23)$$

А $V_2(\tilde{x}, t)$ є розв'язком однорідного рівняння:

$$\frac{\partial^2 V_2}{\partial t^2} = a^2 \cdot \frac{\partial^2 V_2}{\partial \tilde{x}^2}. \quad (24)$$

Що задовольняє граничним умовам:

$$V_2/\tilde{x} = 0 = 0, \quad V_2/\tilde{x} = l^* \quad (25)$$

А також початковим умовам:

$$V_2/t = 0 = \theta(\tilde{x}), \quad \frac{\partial V_2}{\partial t}/t = 0 = 0. \quad (26)$$

Розв'язок $V_2(\tilde{x}, t)$ подається у вигляді ряду:

$$V_2(\tilde{x}, t) = \sum_{R=1}^{\infty} (a_R \cos \frac{R\pi a t}{l^*} + b_R * \sin \frac{R\pi a t}{l^*}) \sin \frac{R\pi \tilde{x}}{l^*}. \quad (27)$$

Де коефіцієнт $b_R \equiv 0$, а коефіцієнт a_R обчислюється таким чином:

$$A_R = \frac{2}{l^*} * \int_0^{l^*} \theta(\tilde{x}) \sin \frac{R\pi \tilde{x}}{l^*} d\tilde{x}. \quad (28)$$

Отже, $V_2(\tilde{x}, t)$ визначається співвідношеннями (27), (28).

Для $V_1(\tilde{x}, t)$ маємо наступне подання:

$$V_1(\tilde{x}, t) = \sum_{R=1}^{\infty} T_R(t) \sin \frac{R\pi \tilde{x}}{l^*}. \quad (29)$$

$$T_R(t) = \frac{1}{(\frac{R\pi a}{l^*})} * \int_0^t \varphi_R(\tau) * \sin \left[\left\{ \frac{R\pi a}{l^*} \right\} (t - r) \right] dr. \quad (30)$$

$$\varphi_R(t) = \frac{2}{l^*} \int_0^{l^*} \varphi(\xi, t) \sin \left(\frac{R\pi \xi}{l^*} \right) d\xi. \quad (31)$$

Отже, розв'язок (8) можна подати наступним чином:

$$U(\tilde{x}, t) = W(\tilde{x}, t) + V_1(\tilde{x}, t) + V_2(\tilde{x}, t). \quad (32)$$

У вигляді (32) перший доданок визначається співвідношенням (а), другий – співвідношеннями (29), (30), (31), а третій – співвідношеннями (27), (28).

Висновки

1. Запропонована адекватна математична модель динамічних процесів та навантажень пружних елементів(канатів) механізмів підйому вантажу кранів у режимах їх пуску.

2. Знайдені точні аналітичні розв'язки вказаної моделі, які правильно відображають її дискретно-континуальні властивості.

3. Подібні підходи й розв'язки, отримані у роботі, можуть спрямувати у подальшому для вдосконалення й уточнення існуючих методів інженерного розрахунку подібних систем.

Список літератури

1. Ловейкін В. С. Теорія технічних систем / В. С. Ловейкін, І. І. Назаренко, О. І. Онищенко. – Київ- Полтава: ІЗМН-ПДТУ, 1998. – 175 с.
2. Комляков Н. С. Уравнения математической физики / Н. С. Комляков. – М.: Высшая школа, 1970. – 712 с.
3. Ловейкін В. С. Оптимізація режимів руху машин і механізмів / В. С. Ловейкін // Машинознавство. – 1999. – №7 (25). – С. 24–31.

References

1. Loveykin, V. S., Nazarenko, I. I., Onyshchenko, O. I. (1998). Teoriya tekhnichnykh system [Theory of technical systems]. Kyiv-Poltava: IZMN-PDTU, 175.
2. Komlyakov, N. S. (1970). Uravnenyya matematycheskoy fizyky [Equations of mathematical physics]. M.: Visshaya shkola, 712.
3. Loveykin, V. S. (1999). Optyimizatsiya rezhymiv rukhu mashyn i mekhanizmv [Optimization of movement of machines and mechanisms]. Mashynoznavstvo, 7 (25), 24–31.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ И НАГРУЗОК УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ МЕХАНИЗМОВ ПОДЪЕМА ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН ПУСКА

Ю. В. Човнюк, И. Н. Сивак

Аннотация. Предложена математическая модель для анализа динамических процессов и нагрузок упругих элементов (канатов) механизмов подъема груза кранов в режимах их пуска, учитывающая дискретно-континуальные свойства подобных систем.

В процессе моделирования динамики и нагрузок упругих элементов (канатов) механизма подъема грузоподъемных машин последние обычно рассматривают как системы с сосредоточенными параметрами, однако такой подход не позволяет правильно оценить и рассчитать нагрузки на упругий элемент (особенно в случаях его значительной длины) и учесть процессы волнообразования, колебаний, возникающих в нем. Поэтому расчеты нагрузок на упругий элемент грузоподъемной машины требуют и существенного изменения существующих подходов нормирования (и инженерных методов расчета) в оценке и анализе явлений, возникающих в канате, как системе с распределенными параметрами (особенно в режимах пуска торможения машины, когда развиваются значительные нагрузки на все ее составляющие).

Предложена адекватная математическая модель динамических процессов и нагрузок упругих элементов (канатов) механизмов подъема груза кранов в режимах их пуска.

Найдены точные аналитические решения указанной модели, которые правильно отражают ее (системы) дискретно-континуальные свойства.

Подобные подходы и решения, полученные в работе, могут направить в дальнейшем для совершенствования и уточнения существующих методов инженерного расчета подобных систем.

Ключевые слова: моделирование, динамический процесс, нагрузка, упругий элемент, механизм подъема

MODELING OF DYNAMIC PROCESSES AND LOADS ELASTIC ELEMENTS OF LIFTING MECHANISMS OF HOISTING MACHINES START

Yu. V. Chovnyuk, I. M. Sivak

Abstract. *The mathematical model for analysis of dynamic processes and loads the elastic elements (ropes) mechanisms of load lifting cranes in the modes of start-up, taking into account the discrete-continual properties of such systems.*

Process dynamics modeling and loads the elastic elements (ropes) of the lifting mechanism of hoisting machines last usually considered as a system with lumped parameters, however, this approach does not allow to correctly assess and calculate the load on the elastic element (especially in the case of its considerable length) and take into account the processes of wave formations, fluctuations that occur in it. Therefore, the calculations of load on the elastic element lifting machines require significant changes to existing approaches of normalization (and engineering calculation methods) to the evaluation and analysis of phenomena arising in the rope as the system with distributed parameters (especially in the modes of start-up braking the machine when developing a significant load on all of its components).

Offered adequate mathematical model of dynamic processes and loads the elastic elements (ropes) mechanisms of load lifting cranes in the modes of start-up.

Exact analytical solutions of this model, which properly reflect its (system) a discrete-continual properties.

Such approaches and solutions obtained in the work may send in the future to improve and Refine existing methods of engineering calculation of such systems.

Keywords: *modelling, dynamic process, load, elastic element, lifting mechanism*

УДК 662.767.2:636.5

РЕЦИРКУЛЯЦІЯ ГАЗОВОЇ ФАЗИ З ЇЇ ОЧИЩЕННЯМ ПРИ МЕТАНОВІЙ ФЕРМЕНТАЦІЇ КУРЯЧОГО ПОСЛІДУ

А. І. Салюк, кандидат технічних наук

С. О. Жадан, Є. Б. Шаповалов, аспіранти

Національний університет харчових технологій

e-mail: zhadan.nuft@gmail.com

Анотація. *При метановій ферментації курячого посліду утворюється значна кількість амонійного азоту та сульфідів, що*

© А. І. Салюк, С. О. Жадан, Є. Б. Шаповалов, 2016

MODELING OF DYNAMIC PROCESSES AND LOADS ELASTIC ELEMENTS OF LIFTING MECHANISMS OF HOISTING MACHINES START

Yu. V. Chovnyuk, I. M. Sivak

Abstract. *The mathematical model for analysis of dynamic processes and loads the elastic elements (ropes) mechanisms of load lifting cranes in the modes of start-up, taking into account the discrete-continual properties of such systems.*

Process dynamics modeling and loads the elastic elements (ropes) of the lifting mechanism of hoisting machines last usually considered as a system with lumped parameters, however, this approach does not allow to correctly assess and calculate the load on the elastic element (especially in the case of its considerable length) and take into account the processes of wave formations, fluctuations that occur in it. Therefore, the calculations of load on the elastic element lifting machines require significant changes to existing approaches of normalization (and engineering calculation methods) to the evaluation and analysis of phenomena arising in the rope as the system with distributed parameters (especially in the modes of start-up braking the machine when developing a significant load on all of its components).

Offered adequate mathematical model of dynamic processes and loads the elastic elements (ropes) mechanisms of load lifting cranes in the modes of start-up.

Exact analytical solutions of this model, which properly reflect its (system) a discrete-continual properties.

Such approaches and solutions obtained in the work may send in the future to improve and Refine existing methods of engineering calculation of such systems.

Keywords: *modelling, dynamic process, load, elastic element, lifting mechanism*

УДК 662.767.2:636.5

РЕЦИРКУЛЯЦІЯ ГАЗОВОЇ ФАЗИ З ЇЇ ОЧИЩЕННЯМ ПРИ МЕТАНОВІЙ ФЕРМЕНТАЦІЇ КУРЯЧОГО ПОСЛІДУ

А. І. Салюк, кандидат технічних наук

С. О. Жадан, Є. Б. Шаповалов, аспіранти

Національний університет харчових технологій

e-mail: zhadan.nuft@gmail.com

Анотація. *При метановій ферментації курячого посліду утворюється значна кількість амонійного азоту та сульфідів, що*

© А. І. Салюк, С. О. Жадан, Є. Б. Шаповалов, 2016

можуть пригнічувати процес. Інгібування виробництва біогазу здатне спричинити значні економічні втрати при роботі біогазової установки. Регулювання концентрації інгібіторів у реакторі має підвищити стабільність та ефективність його роботи. Зниження концентрації амонійного азоту і сульфідів безпосередньо під час метанової ферментації можливе за рахунок рециркуляцію біогазу з його очищенням. З огляду на значні об'ємні витрати газу, метою роботи було оцінити доцільність використання даного підходу для підвищення стабільності і ефективності процесу. Проведено порівняння кількості енергії, яка може бути отримана з біогазу з кількістю енергії, яка необхідна для роботи компресора для зниження вмісту амонійного азоту до прийнятного для роботи біогазової установки рівня. Основними факторами, що контролюють видалення аміаку і сірководню є pH, температура і витрати газу. При цьому параметри вилучення інгібіторів обмежені фізіологічними межами метаногенного співтовариства. Мінімальне споживання енергії компресором при вилученні амонійного азоту становить від 41,1% до 233,6%, а сульфідів – від 0,6% до 4,9% по відношенню до кількості енергії, яку можна отримати з біогазу. Таким чином, застосування рециркуляції газової фази з її очищенням для зменшення концентрації амонійного азоту є недоцільним з точки зору енерговитрат, у той час як її застосування для зменшення концентрації сульфідів може розглядатись як прийнятне.

Ключові слова: курячий послід, метанова ферментація, біогаз, рециркуляція, інгібування, амонійний азот, сульфід

Постановка проблеми. Особливістю курячого посліду є високий вміст азоту та сірки. У результаті метанової ферментації значна їх частина переходить в амонійний азот та сульфід, що можуть пригнічувати процес. Регулювання концентрації інгібіторів у реакторі має підвищити стабільність та ефективність його роботи.

Аналіз останніх досліджень. Ебауелєйнієн, Де ла Рубіа і Уокер пропонують використовувати рециркуляцію газової фази (біогазу) з її очищенням для зниження концентрації амонійного азоту в рідкій фазі безпосередньо під час метанової ферментації [1, 3, 7, 12]. Процес вилучення аміаку при рециркуляції біогазу близький до продувки повітрям інфлюенту та ефлюенту. Чжан і Марку таким чином знижували концентрацію амонійного азоту перед подачею відходів тваринництва у реактор [9, 16, 17]. Лей і Гастін проводили продувку ефлюенту з реакторів, що переробляли свинячий гній з метою виробництва мінерального добрива, збільшення обсягів внесення отриманого органіко-мінерального добрива на територіях, що є чутливими до азоту, зниження негативного впливу на

навколишнє середовище при його зберіганні [6, 13]. Контроль концентрації амонійного азоту створює передумови для рециркуляції рідкої фракції ефлюенту. Можливість рециркуляції рідкої фракції після відповідної обробки для курячого посліду була показана Білостоцьким, Ні, Ву [2, 8, 11]. Віман здійснювали рециркуляцію біогазу для вилучення сірководню при метановій ферментації стічних вод шкірообробного виробництва [14]. Біжманс використовували цей метод для вилучення сірководню з сульфیدогенного газліфтного біореактора для зменшення інгібуючого впливу на сульфатредуючі бактерії [4]. Однак, вилучення інгібіторів супроводжується значними витратами газу, що може зробити економічно невигідним виробництво біогазу з використанням даного підходу. Розгляд його застосування з цієї точки зору не проводився ні для амонійного азоту ні для сульфідів.

Мета досліджень було оцінити доцільність використання рециркуляції газової фази з її очищенням при метановій ферментації курячого посліду для підвищення стабільності і ефективності процесу.

Матеріали і методи дослідження. Дослідження вилучення аміаку шляхом зміни газової фази над розчином здійснювали на лабораторній установці зображеній на рис. 1.

Повітря з атмосфери мембранним компресором 4 по шлангу подавалось у бутель 5 об'ємом 1,2 дм³, у якому було розміщено 2 м шлангу і 1 дм³ води 6. Бутель 5 призначався для підігріву газу до необхідної температури. Нагріте повітря подавалось у бутель 8 об'ємом 1,2 дм³, у якому знаходилось 0,25 дм³ розчину підлученого гідроксидом натрію хлориду амонію 9. Рівномірність концентрації амонійного азоту у рідкій фазі підтримувалась за допомогою магнітної мішалки 11 (ПЕ-6110М), на яку було встановлено бутель 8. рН розчину вимірювали за допомогою рН-метра 7 (цифровий вимірювальний комплекс EINSTein LabMate з датчиком рН ENPH-A016). Бутлі і магнітна мішалка були розміщені на решітчастій підставці 12 сухоповітряного термостату 13 (ТС-1/80 СПУ). З бутля 8 повітря, що містить аміак проходило крізь конічну колбу 14 об'ємом 0,25 дм³, яка слугувала збірником конденсату і запобігала потраплянню вологи у дросельний вимірювач витрат газу 15. Підтримання значення рН на необхідному рівні по мірі видалення аміаку здійснювали за допомогою подачі перистальтичним насосом 3 (НП-1М) гідроксиду натрію 2 з конічної колби 1 у бутель 8. Відбір проб здійснювався за допомогою зливу 10. Вміст амонійного азоту в модельних розчинах визначали фотометрично за методом Неслера. Вимірювання здійснювали на спектрофотометрі ULAB 102UV при довжині хвилі 400 нм.

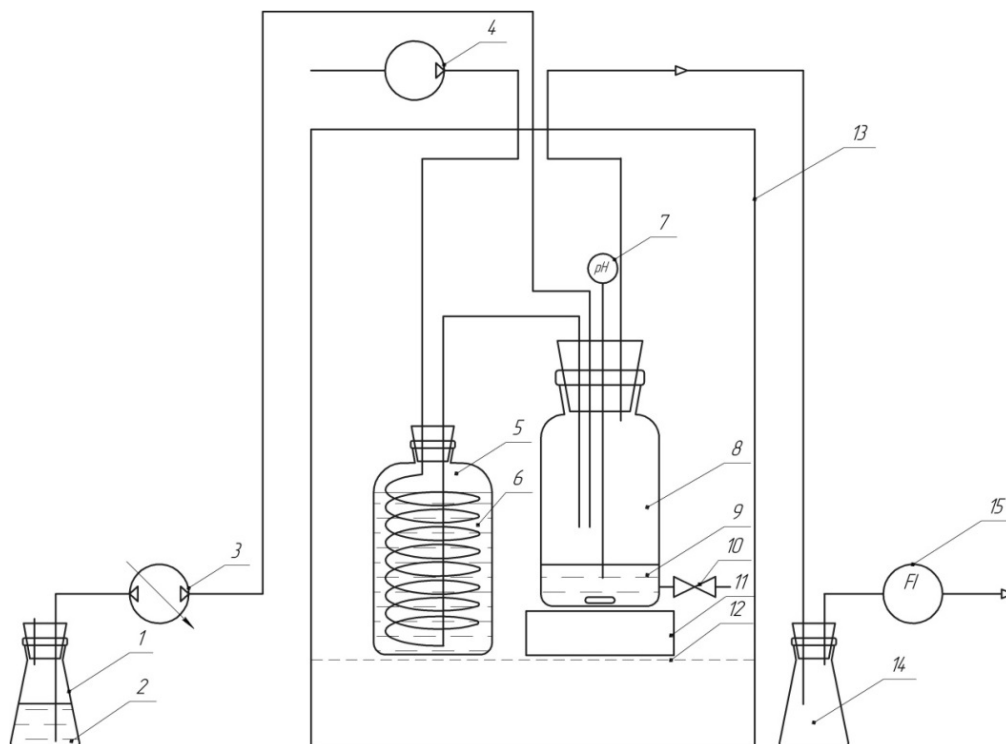


Рис. 1. Установка для вилучення аміаку шляхом зміни газової фази над розчином.

Результати досліджень. Основними факторами, що контролюють видалення аміаку і сірководню є рН, температура і витрати газу. Найбільший вплив має рН. Ефективність вилучення аміаку збільшується з підвищенням рН, а сірководню – зменшується. Метанова ферментація курячого посліду проходить у діапазоні рН 7,5-8,5. Зміна рН з метою інтенсифікації вилучення інгібіторів може порушити процес. Зі збільшенням температури підвищується ефективність вилучення газів. Однак, температура не може виходити за верхню межу термофільного режиму. Отже, параметри рециркуляції газової фази з її очищенням обмежені фізіологічними межами метаногенного співтовариства.

Для вилучення амонійного азоту і сульфідів шляхом рециркуляції газової фази з її очищенням необхідним є знаходження субстрату в рідкому або напіврідкому стані, що уможливорює здійснення необхідного масообміну і швидке вирівнювання концентрації у об'ємі. Такий стан було виявлено в при вмісті СР від 0 до 14%. Виходячи з цього концентрація СР у субстраті не повинна перевищувати 14%. З метою оцінки доцільності даного підходу при виробництві біогазу з курячого посліду, враховуючи вищесказане, порівнюємо кількість енергії, яка може бути отримана з біогазу з кількістю енергії, яка необхідна на роботу компресора для зниження вмісту амонійного азоту до прийнятного для роботи біогазової установки рівня.

Знайдемо вихід енергії з одиниці маси субстрату, кДж:

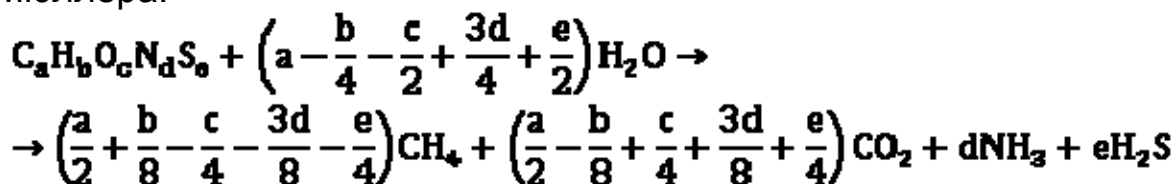
$$E_{\text{bio}} = TS \cdot VS \cdot V_{\text{CH}_4} \cdot q_{\text{CH}_4} \cdot \eta \cdot 10^{-6}$$

де: TS – вміст сухих речовин (СР), %; VS – частка сухих органічних речовин (COP), %; V_{CH_4} – вихід метану, дм^3 / кг COP; q_{CH_4} – енергетична ємність метану, 33,4 кДж / дм^3 ; η – ККД когенераційної установки, %.

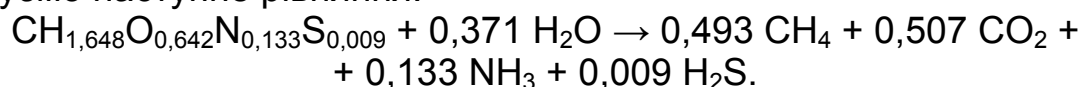
Розрахунок теоретичного виходу метану, хоча і дає завищені результати, однак дозволяє не враховувати ефект інгібування. При цьому утворення інгібіторів є пропорційним виробленому газу.

Ніу і співав. повідомили, що масова частка хімічних елементів у COP посліду становить для С – 35,16%, Н – 4,83%, О – 30,12%, N – 5,44%, S – 0,84% [10]. Використовуючи ці дані, отримуємо брутто формулу COP курячого посліду $\text{CH}_{1,648}\text{O}_{0,642}\text{N}_{0,133}\text{S}_{0,009}$.

Підставляючи отриману формулу у рівняння Басвела-Мюллера:



отримуємо наступне рівняння:



Теоретичний вихід метану (TBM), дм^3 CH_4 / кг COP, розрахуємо за формулою:

$$\text{TBM} = \frac{22,4 \cdot 1000 \cdot \left(\frac{a}{2} + \frac{b}{8} - \frac{c}{4} - \frac{3d}{8} - \frac{e}{4}\right)}{12a + b + 16c + 14d + 32e}$$

TBM становить 424 дм^3 CH_4 / кг COP.

Враховуючи, що концентрація СР у субстраті 14%, частка COP – 70%, загальний ККД когенераційної установки – 90%, а ККД за електроенергією – 35%, з 1 кг субстрату можна отримати 1249,1 кДж енергії, з яких 485,7 кДж електрична енергія.

Знайдемо кількість енергії, яка необхідна для роботи компресора на зниження вмісту амонійного азоту і сульфідів до прийнятного для роботи біогазової установки рівня:

$$E_p = V \cdot E_c$$

де: V – об'єм газу, який необхідно перекачати для зниження вмісту амонійного азоту / сульфідів до певного значення, дм^3 ; E_c – споживання енергії для перекачки одиниці об'єму газу, яке прийняте за 0,36 кДж / дм^3 .

$$V = Q \cdot \Delta t$$

де: Q – об'ємні витрати газу, $\text{дм}^3/\text{с}$; Δt – час необхідний для зниження концентрації амонійного азоту до певного значення, с.

Для визначення Δt використаємо математичну модель вилучення амонійного азоту з розчину при зміні газової фази над ним запропоновану Юном і співав. [15]. Даний спосіб може бути використаний і для опису видалення сульфідів.

$$m_L = m_T \cdot \left(\frac{V_L}{V_L + a \cdot (\beta \cdot H) \cdot V_g} \right) \cdot \frac{1}{e^{\frac{a \cdot Q \cdot (\beta \cdot H) \cdot t}{V_L + a \cdot (\beta \cdot H) \cdot V_g}}}$$

де: m_T – маса амонійного азоту/сульфідів, мг/дм³; m_L – маса амонійного азоту/сульфідів у рідкій фазі, мг/дм³; a – частка вільного аміаку/сірководню в рідкій фазі; V_g – об'єм газової фази всередині ємності, дм³; V_L – об'єм рідкої фази всередині ємності, дм³; Q – витрати повітря, дм³/с; H – константа Генрі (безрозмірна); β – ступінь насичення газової фази аміаком / сірководнем.

$$\Delta t = \ln \left[\frac{m_T \cdot \left(\frac{V_L}{V_L + a \cdot (\beta \cdot H) \cdot V_g} \right)}{m_L} \right] \cdot \frac{V_L + a \cdot H \cdot V_g}{a \cdot Q \cdot (\beta \cdot H)}$$

Вміст вільного аміаку розраховували на основі концентрації амонійного азоту за рівнянням:

$$NH_3 = NH_4^+ - N \cdot \frac{1}{1 + 10^{pK_w - pK_b - pH}}$$

де: $NH_4^+ - N$ – концентрація амонійного азоту, мг/дм³, pK_w – константа іонізації води при 50 °С, що дорівнює 13,262, pK_b – константа дисоціації амонію при 50 °С, що дорівнює 4,723.

Вміст вільного сірководню розраховували на основі концентрації сульфідів за рівнянням:

$$H_2S = S \cdot \frac{1}{1 + 10^{pH - pK_a}}$$

де: S – загальна концентрація сульфідів, мг/дм³, pK_a – константа дисоціації сірководню у воді по першому ступеню.

Значення pK_a розраховували по емпіричній формулі:

$$pK_a = \frac{5765,4}{T} + 15,0455 \ln T - 98,09$$

де: T – температура, К.

Константа дисоціації сірководню у воді по першому ступеню при температурі 50 °С становить 6,697.

Значення константи Генрі в залежності від температури розраховується за формулою:

$$H = H_{ap} \exp \left[\frac{-\Delta_{soln} H}{R} \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_{ap}} \right) \right]$$

де: H – константа Генрі при певній температурі, моль/(дм³ · атм); H_{stp} – константа Генрі за стандартних умов, моль/(дм³ · атм); $\Delta_{\text{soln}}H$ – ентальпія розчину; R – універсальна газова стала, 8,314472 Дж/(моль · К); T – температура, К; T_{stp} – температура за стандартних умов, К.

Температурна залежність:

$$\frac{\Delta_{\text{soln}}H}{R} = \frac{-d \ln H}{d\left(\frac{1}{T}\right)}$$

За стандартних умов значення константи Генрі для аміаку становить 59 моль/(дм³ · атм), а для сірководню – 0,1 моль/(дм³ · атм). Значення $\frac{-d \ln H}{d\left(\frac{1}{T}\right)}$ для аміаку – 4100 К, а для сірководню – 2100 К. Для того, щоб представити константу Генрі у безрозмірній формі необхідно скористатися виразом:

$$H = H \cdot R \cdot T$$

де: R – універсальна газова стала, 8,314472 Дж / (моль · К); T – температура, К.

Безрозмірна константа Генрі при температурі 50 °С для амонійного азоту становить 0,001852, а для сірководню – 0,649.

Виходячи з рівняння Басвела-Мюллера при повному розкладі з 1 г СОР курячого посліду утворюється 0,072 г N-NH₄⁺. Таким чином, при метановій ферментації субстрату з концентрацією СР 14% вміст амонійного азоту має становити 7056 мг/дм³. Прийнемо за прийнятний рівень концентрацію амонійного азоту 2000 мг / дм³.

На рис. 2 показано теоретичний мінімальний об'єм газу, який повинен бути пропущений над одиницею об'єму рідини для вилучення з неї певної кількості амонійного азоту при температурі, що відповідає термофільному режиму (50°С) у діапазоні значень рН, що має місце при метановій ферментації курячого посліду (7,5–8,5).

Мінімальна теоретична кількість енергії, яка необхідна на рециркуляцію газу для вилучення амонійного азоту є вищою ніж кількість електроенергії, яку можна отримати з біогазу при всіх значеннях рН середовища (рис. 3). Таким чином, робота біогазової установки не може забезпечити живлення компресора у необхідному обсязі. При рН 7,5 кількість енергії необхідна на рециркуляцію більша ніж загальна кількість енергії, яку можна отримати з біогазу, а при рН 8,0 і 8,5 вона становить 87,6% та 41,1% від загальної, відповідно. У реальних умовах ступінь насичення β не дорівнює одиниці, що обумовлює необхідність очищення значно більшої кількості біогазу. На рис. 4 показано максимальне теоретично можливе і експериментальне вилучення амонійного азоту з

модельного розчину об'ємом 0,25 дм³ при рН 8,5, витраті газу 0,103 дм³/с і температурі 50 °С.

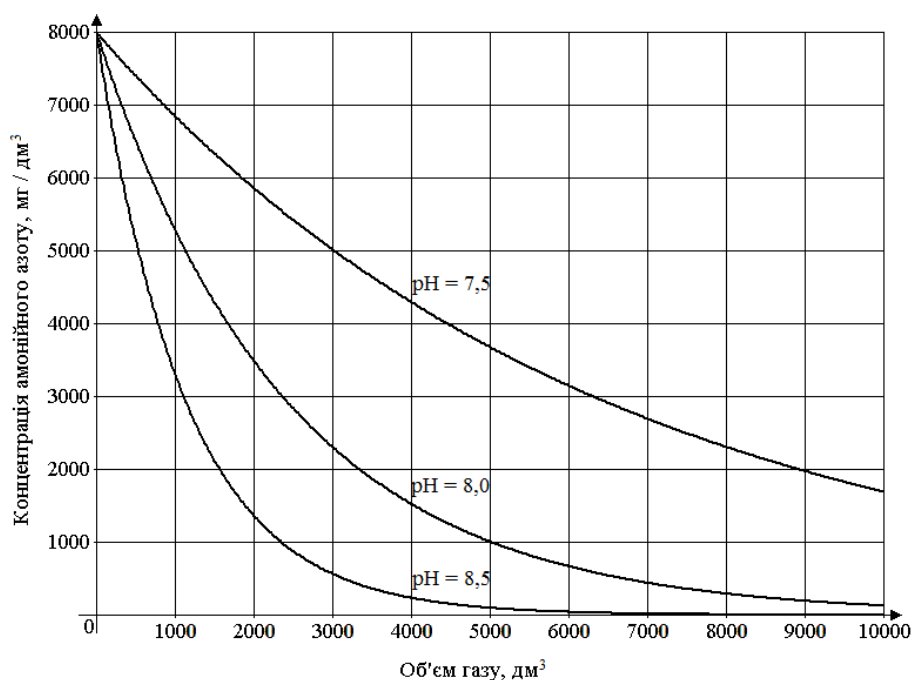


Рис. 2. Об'єм газу, який повинен бути пропущений над одиницею об'єму рідини для вилучення з неї певної кількості амонійного азоту при певному рН, степені насичення $\beta=1$ і температурі 50°C.

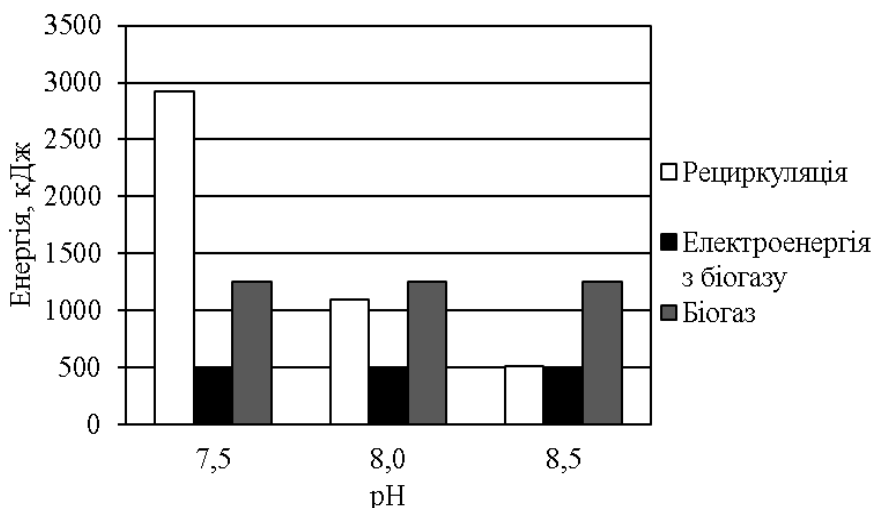


Рис. 3. Порівняння кількості енергії необхідної на рециркуляцію біогазу при вилученні амонійного азоту і енергії, яку можна отримати з нього.

Також, враховуючи об'єм відходів і необхідний об'єм газу для очищення, необхідним є встановлення компресорів з великою потужністю, що потребує значних капітальних витрат. Виходячи з

рівняння Басвела-Мюллера при повному розкладі з 1 г СОР курячого посліду утворюється 0,011 г S. Таким чином, при метановій ферментації субстрату з концентрацією СР 14% вміст сульфідів має становити 1078 мг/дм³. Прийнемо за прийнятний рівень концентрацію сульфідів 200 мг/дм³.

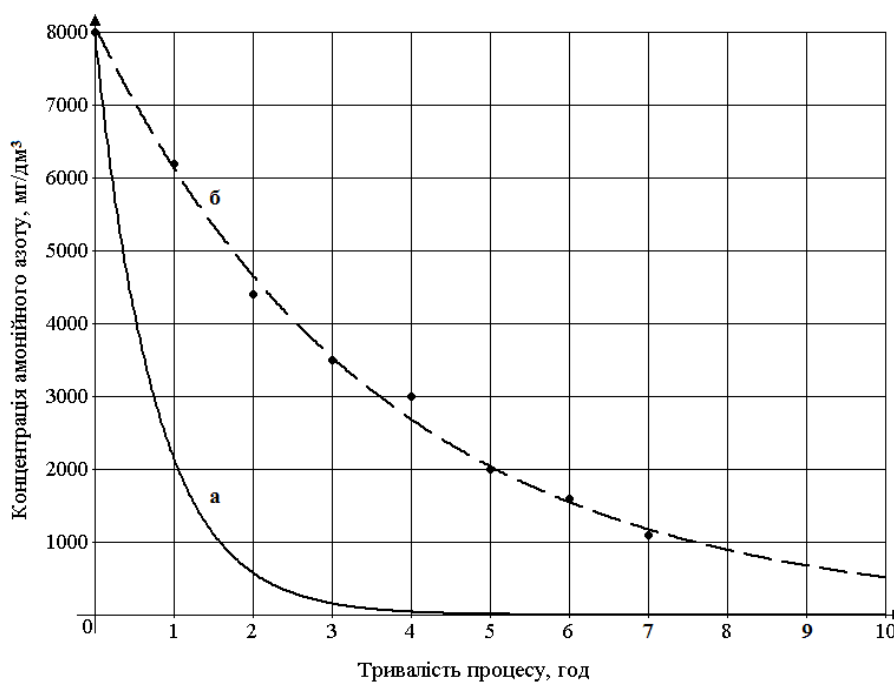


Рис. 4. Максимальне теоретично можливе (а) і експериментальне (б) вилучення амонійного азоту з модельного розчину об'ємом 0,25 дм³ при рН 8,5, витраті газу 0,103 дм³/с і температурі 50°C.

На рис. 5 показано теоретично можливий мінімальний об'єм газу, який повинен бути пропущений над одиницею об'єму рідини для вилучення з неї певної кількості сульфідів при температурі, що відповідає термофільному режиму (50°C) у діапазоні значень рН, що має місце при метановій ферментації курячого посліду (7,5–8,5).

Мінімальна теоретична кількість енергії, яка необхідна на рециркуляцію газу для вилучення сульфідів є меншою ніж кількість електроенергії, яку можна отримати з біогазу при всіх значеннях рН середовища (рис. 6). Споживання енергії компресором становить від 1,6% до 12,5% по відношенню до електроенергії і від 0,6% до 4,9% по відношенню до загальної кількості енергії, яку можна отримати з біогазу.

У дослідженні Фейлберг і співав. максимальне теоретично можливе і експериментальне вилучення сульфідів співпадало, що свідчить про те, що значення ступеню насичення β в умовах досліду було близьким до одиниці [5].

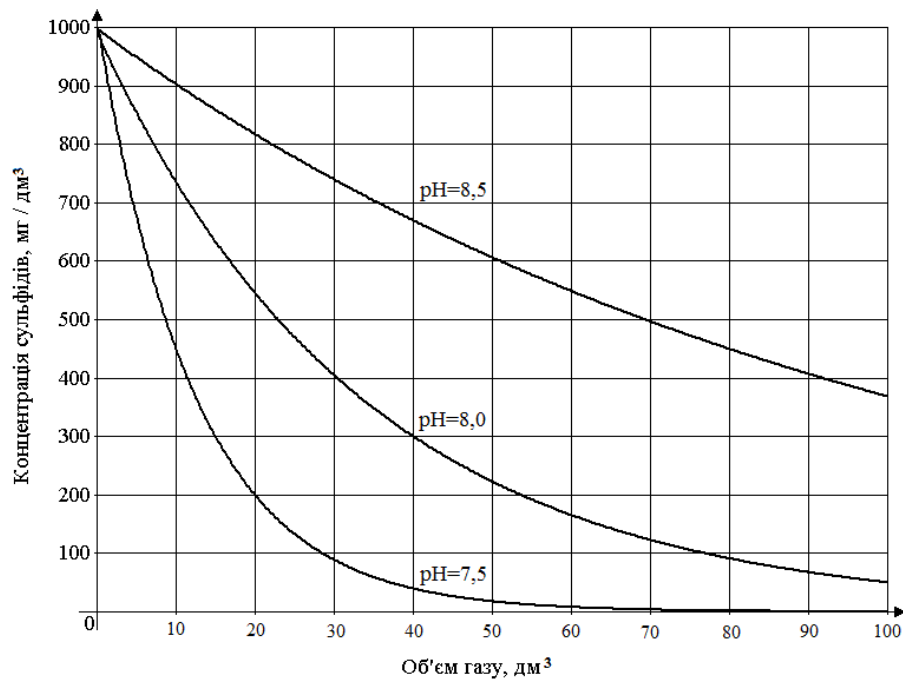


Рис. 5. Об'єм газу, який повинен бути пропущений над одиницею об'єму рідини для вилучення з неї певної кількості сульфідів при певному рН, степені насичення $\beta=1$ і температурі 50°C .

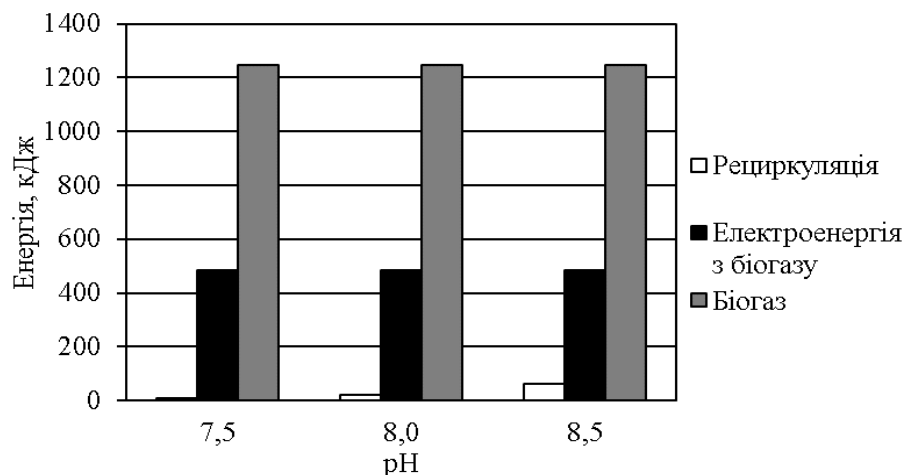


Рис. 6. Порівняння кількості енергії необхідної на рециркуляцію біогазу при вилученні сульфідів і енергії, яку можна отримати з нього.

Висновок. Застосування рециркуляція газової фази з її очищенням для зменшення концентрації амонійного азоту є недоцільним з точки зору енерговитрат, у той час як її застосування для зменшення концентрації сульфідів може розглядатись як прийнятне.

Список літератури

1. *Ammonia* removal in anaerobic digestion by biogas stripping: An evaluation of process alternatives using a first order rate model based on experimental findings /

1. *M. Walker, K. Iyer, S. Heaven, C. Banks* // Chemical Engineering Journal. – 2011. – №178. – P. 138–145.
2. *Anaerobic digestion of chicken manure as a single substrate by control of ammonia concentration* [Электронный ресурс] / *D. Belostotskiy, H. Jacobi, K. Strach, J. Liebetrau*. – Режим доступа до ресурсу: <http://www.redbiogas.cl/wp-content/uploads/2013/07/IWA-11342.pdf>.
3. *Dry anaerobic ammonia-methane production from chicken manure* / *F. Abouelenien, Y. Kitamura, N. Nishio, N. Yutaka* // Applied Microbiology and Biotechnology. – 2009. – Vol. 82 (4). – P. 757–764.
4. *Effect of Sulfide Removal on Sulfate Reduction at pH 5 in a Hydrogen Fed Gas-Lift Bioreactor* / *M. Bijmans, M. Dopson, F. Ennin* // J. Microbiol. Biotechnol. – 2008. – Vol. 18 (11). – P. 1809–1818.
5. *Feilberg A. Application of PTR-MS for Measuring Odorant Emissions from Soil Application of Manure Slurry* / *A. Feilberg, P. Bildsoe, T. Nyord* // Sensors. – 2015. – №15. – P. 1148–1167.
6. *Gustin S. Effect of pH, temperature and air flow rate on the continuous ammonia stripping of the anaerobic digestion effluent* / *S. Gustin, R. Marinsek-Logar* // Process Safety and Environmental Protection. – 2011. – №89. – P. 61–66.
7. *Improved methane fermentation of chicken manure via ammonia removal by biogas recycle* / *F. Abouelenien, W. Fujiwara, Y. Namba* // Bioresource Technology. – 2010. – №101. – P. 6368–6373.
8. *Integrated Approach to Sustain Biogas Production in Anaerobic Digestion of Chicken Manure under Recycled Utilization of Liquid Digestate: Dynamics of Ammonium Accumulation and Mitigation Control* / *S. Wu, P. Ni, J. Li* // Bioresource Technology. – 2016. – №205. – P. 75–81.
9. *Markou G. Improved anaerobic digestion performance and biogas production from poultry litter after lowering its nitrogen content* / *Giorgos Markou* // Bioresource Technology. – 2015. – №196. – P. 726–730.
10. *Mesophilic methane fermentation of chicken manure at a wide range of ammonia concentration: Stability, inhibition and recovery* / *Q. Niu, W. Qiao, H. Qiang* // Bioresource Technology. – 2013. – № 137. – P. 358–367.
11. *Mono-fermentation of chicken manure: Ammonia inhibition and recirculation of the digestate* / *H. Nie, H. Jacobi, K. Strach* // Bioresource Technology. – 2015. – №178. – P. 238–246.
12. *Preliminary trials of in situ ammonia stripping from source segregated domestic food waste digestate using biogas: Effect of temperature and flow rate* / *M. De la Rubia, M. Walker, S. Heaven* // Bioresource Technology. – 2010. – №101. – P. 9486–9492.
13. *Pretreatment of anaerobic digestion effluent with ammonia stripping and biogas purification* / *X. Lei, N. Sugiura, C. Feng, T. Maekawa* // Journal of Hazardous Materials. – 2007. – №145. – P. 391–397.
14. *Wiemann M. Anaerobic treatment of tannery wastewater with simultaneous sulphide elimination* / *M. Wiemann, H. Schenk, W. Hegemann* // Wat. Res. – 1998. – Vol. 32 (3). – P. 774–780.
15. *Yoon H. Ammonia Removal Model Based on the Equilibrium and Mass Transfer Principles* / *H. Yoon, J. Lim, H. Chung* // Bull. Korean Chem. Soc. – 2008. – №29. – P. 555–561.
16. *Zhang L. Ammonia stripping for enhanced biomethanization of piggery wastewater* / *L. Zhang, Y. Lee, D. Jahng* // Journal of Hazardous Materials. – 2012. – №199. – P. 36–42.
17. *Zhang L. Enhanced anaerobic digestion of piggery wastewater by ammonia stripping: Effects of alkali types* / *L. Zhang, D. Jahng* // Journal of Hazardous Materials. – 2010. – №182. – P. 536–543.

References

1. Walker, M., Iyer, K., Heaven, S., Banks, C. (2011). Ammonia removal in anaerobic digestion by biogas stripping: Evaluation of process alternatives using first order rate model based on experimental findings. *Chemical Engineering Journal*, 178, 138–145.
2. Belostotskiy, D., Jacobi, H., Strach, K. J. (2013). Liebetrau Anaerobic digestion of chicken manure as a single substrate by control of ammonia concentration. Режим доступу до ресурсу: <http://www.redbiogas.cl/wp-content/uploads/2013/07/IWA-11342.pdf>.
3. Abouelenien, F., Kitamura, Y., Nishio, N., Yutaka, N. (2009). Dry anaerobic ammonia-methane production from chicken manure. *Applied Microbiology and Biotechnology*, Vol. 82 (4), 757–764.
4. Bijmans, M., Dopson, M., Ennin, F. (2008). Effect of Sulfide Removal on Sulfate Reduction at pH 5 in a Hydrogen Fed Gas-Lift Bioreactor. *J. Microbiol. Biotechnol.*, Vol. 18 (11), 1809–1818.
5. Feilberg, A., Bildsoe, P., Nyord, T. (2015). Application of PTR-MS for Measuring Odorant Emissions from Soil Application of Manure Slurry. *Sensors*, 15, 1148–1167.
6. Gustin, S., Marinsek-Logar, R. (2011). Effect of pH, temperature and air flow rate on the continuous ammonia stripping of the anaerobic digestion effluent. *Process Safety and Environmental Protection*, 89, 61–66.
7. Abouelenien, F., Fujiwara, W., Namba, Y. (2010). Improved methane fermentation of chicken manure via ammonia removal by biogas recycle. *Bioresource Technology*, 101, 6368–6373.
8. S. Wu, P. Ni, J. Li (2016). Integrated Approach to Sustain Biogas Production in Anaerobic Digestion of Chicken Manure under Recycled Utilization of Liquid Digestate: Dynamics of Ammonium Accumulation and Mitigation Control. *Bioresource Technology*, 205, 75–81.
9. Markou, G. (2015). Improved anaerobic digestion performance and biogas production from poultry litter after lowering its nitrogen content. *Bioresource Technology*, 196, 726–730.
10. Niu, Q., Qiao, W., Qiang, H. (2013). Mesophilic methane fermentation of chicken manure at a wide range of ammonia concentration: Stability, inhibition and recovery. *Bioresource Technology*, 137, 358–367.
11. Nie, H., Jacobi, H., Strach, K. (2015). Mono-fermentation of chicken manure: Ammonia inhibition and recirculation of the digestate. *Bioresource Technology*, 178, 238–246.
12. De la Rubia, M., Walker, M., Heaven, S. (2010). Preliminary trials of in situ ammonia stripping from source segregated domestic food waste digestate using biogas: Effect of temperature and flow rate. *Bioresource Technology*, 101, 9486–9492.
13. Lei, X., Sugiura, N., Feng, C., Maekawa, T. (2007). Pretreatment of anaerobic digestion effluent with ammonia stripping and biogas purification. *Journal of Hazardous Materials*, 145, 391–397.
14. Wiemann, M., Schenk, H., Hegemann, W. (1998). Anaerobic treatment of tannery wastewater with simultaneous sulphide elimination. *Wat. Res.*, Vol. 32 (3), 774–780.
15. Yoon, H., Lim, J., Chung, H. (2008). Ammonia Removal Model Based on the Equilibrium and Mass Transfer Principles. *Bull. Korean Chem. Soc.*, 29, 555–561.
16. Zhang, L., Lee, Y., Jahng, D. (2012). Ammonia stripping for enhanced biomethanization of piggery wastewater. *Journal of Hazardous Materials*, 199, 36–42.
17. Zhang, L., Jahng, D. (2010). Enhanced anaerobic digestion of piggery wastewater by ammonia stripping: Effects of alkali types. *Journal of Hazardous Materials*, 182, 536–543.

РЕЦИРКУЛЯЦИЯ ГАЗОВОЙ ФАЗЫ С ЕЕ ОЧИСТКОЙ ПРИ МЕТАНОВИЙ ФЕРМЕНТАЦИИ КУРИНОГО ПОМЕТА

А. И. Салюк, С. О. Жадан, Е. Б. Шаповалов

Аннотация. При метанови́й ферментации куриного помета образуется значительное количество аммонийного азота и сульфидов, которые могут подавлять процесс. Ингибирование производства биогаза способно вызвать значительные экономические потери при работе биогазовой установки. Регулирование концентрации ингибиторов в реакторе должно повысить стабильность и эффективность его работы. Снижение концентрации аммонийного и сульфидов непосредственно во время метановой ферментации возможно за счет рециркуляцию биогаза с его очисткой. Учитывая значительные объемные расходы газа, целью работы было оценить целесообразность использования данного подхода для повышения стабильности и эффективности процесса. Проведено сравнение количества энергии, которая может быть получена из биогаза с количеством энергии, которая необходима для работы компрессора для снижения содержания аммонийного азота до приемлемого для работы биогазовой установки уровня. Основными факторами, контролирующими удаления аммиака и сероводорода является pH, температура и расход газа. При этом параметры извлечения ингибиторов ограничены физиологическими пределами метаногенного сообщества. Минимальное потребление энергии компрессором при извлечении аммонийного азота составляет от 41,1% до 233,6%, а сульфидов – от 0,6% до 4,9% по отношению к количеству энергии, которую можно получить из биогаза. Таким образом, применение рециркуляции газовой фазы с ее очисткой для уменьшения концентрации аммонийного азота является нецелесообразным с точки зрения энергозатрат, в то время как его применение для уменьшения концентрации сульфидов может рассматриваться как приемлемое.

Ключевые слова: куриный помет, метановая ферментация, биогаз, очистка, ингибирование, аммонийный азот, сульфиды

RECIRCULATION OF GAS PHASE WITH ITS TREATMENT WHILE OF MATANOVI FERMENTED CHICKEN MANURE

A. I. Salyuk, S. O. Zhadan, Ye. B. Shapovalov

Abstract. When matanovi fermentation of chicken manure produces significant amounts of ammonia nitrogen and sulfide, which can inhibit the process. Inhibition of biogas production can cause significant economic losses when operating a biogas plant. The

regulation of the concentration of inhibitors in the reactor should increase stability and efficiency. The decrease in the concentration of ammonia and sulfides during methane fermentation, possibly due to the recirculation of biogas with its cleaning. Given the large volumetric flow rates of gas, the purpose of this study was to assess the feasibility of using this approach to improve the stability and effectiveness of the process. A comparison of the amount of energy that can be obtained from biogas with the amount of energy that is required for the operation of the compressor to reduce the content of ammonia nitrogen to acceptable for operation of the biogas plant level. Main factors controlling the removal of ammonia and hydrogen sulfide is pH, temperature and gas flow. The parameters extraction of the inhibitors restricted by physiological limits of the methanogenic community. The minimum energy consumption of the compressor when removing the ammonium nitrogen is from 41,1% to 233,6%, sulphides – from 0.6% to 4.9% relative to the amount of energy that can be obtained from biogas. Thus, the use of recirculation of the gas phase with its purification to reduce the concentration of ammonia nitrogen is impractical from the point of view of energy consumption, while its use to reduce the concentration of sulfides may be considered as acceptable.

Keywords: *chicken manure, methane fermentation, biogas, purification, inhibition, ammonia nitrogen, sulfides*

УДК 514.18

АНАЛІТИЧНИЙ ОПИС ІЗОТРОПНИХ ЛІНІЙ НА ПОВЕРХНІ ПСЕВДОСФЕРИ ТА ПОБУДОВА МІНІМАЛЬНИХ ПОВЕРХОНЬ

**С. Ф. Пилипака, доктор технічних наук
М. М. Муквич, докторант***

Анотація. У статті здійснено аналітичний опис мінімальних поверхонь за допомогою ізотропних ліній, які лежать на поверхні псевдосфери. Використано запропонований авторами статті метод аналітичного опису мінімальних поверхонь за допомогою ізотропних ліній, які лежать на поверхнях обертання, віднесених до ізометричної сітки координатних ліній. Знайдено аналітичну умову віднесення псевдосфери до ізометричної сітки координатних ліній. Параметричні рівняння сімей ізотропних ліній отримано із умови рівності нулю лінійного елемента псевдосфери, віднесеної до ізометричної сітки координатних ліній. Для

*Науковий консультант – доктор технічних наук С. Ф. Пилипака

© С. Ф. Пилипака, М. М. Муквич, 2016

regulation of the concentration of inhibitors in the reactor should increase stability and efficiency. The decrease in the concentration of ammonia and sulfides during methane fermentation, possibly due to the recirculation of biogas with its cleaning. Given the large volumetric flow rates of gas, the purpose of this study was to assess the feasibility of using this approach to improve the stability and effectiveness of the process. A comparison of the amount of energy that can be obtained from biogas with the amount of energy that is required for the operation of the compressor to reduce the content of ammonia nitrogen to acceptable for operation of the biogas plant level. Main factors controlling the removal of ammonia and hydrogen sulfide is pH, temperature and gas flow. The parameters extraction of the inhibitors restricted by physiological limits of the methanogenic community. The minimum energy consumption of the compressor when removing the ammonium nitrogen is from 41,1% to 233,6%, sulphides – from 0.6% to 4.9% relative to the amount of energy that can be obtained from biogas. Thus, the use of recirculation of the gas phase with its purification to reduce the concentration of ammonia nitrogen is impractical from the point of view of energy consumption, while its use to reduce the concentration of sulfides may be considered as acceptable.

Keywords: *chicken manure, methane fermentation, biogas, purification, inhibition, ammonia nitrogen, sulfides*

УДК 514.18

АНАЛІТИЧНИЙ ОПИС ІЗОТРОПНИХ ЛІНІЙ НА ПОВЕРХНІ ПСЕВДОСФЕРИ ТА ПОБУДОВА МІНІМАЛЬНИХ ПОВЕРХОНЬ

**С. Ф. Пилипака, доктор технічних наук
М. М. Муквич, докторант***

Анотація. У статті здійснено аналітичний опис мінімальних поверхонь за допомогою ізотропних ліній, які лежать на поверхні псевдосфери. Використано запропонований авторами статті метод аналітичного опису мінімальних поверхонь за допомогою ізотропних ліній, які лежать на поверхнях обертання, віднесених до ізометричної сітки координатних ліній. Знайдено аналітичну умову віднесення псевдосфери до ізометричної сітки координатних ліній. Параметричні рівняння сімей ізотропних ліній отримано із умови рівності нулю лінійного елемента псевдосфери, віднесеної до ізометричної сітки координатних ліній. Для

*Науковий консультант – доктор технічних наук С. Ф. Пилипака

© С. Ф. Пилипака, М. М. Муквич, 2016

знаходження аналітичного опису мінімальних поверхонь використано властивості функцій комплексної змінної. Показано, що величина середньої кривини утворених мінімальних поверхонь, знайдена за допомогою коефіцієнтів першої та другої квадратичних форм, дорівнює нулю. Здійснено візуалізацію знайдених мінімальної та приєднаної мінімальної поверхні.

Використовуючи запропонований метод аналітичного опису мінімальних поверхонь на поверхні псевдосфери, віднесеної до ізометричної сітки координатних ліній, для кожного значення довільної сталої можна знайти параметричні рівняння чотирьох сімей ізотропних кривих, і кожній кривій поставити у відповідність мінімальну поверхню та приєднану до неї. Утворені мінімальні поверхні та приєднані мінімальні поверхні мають спільні метричні властивості та спільні властивості кривини поверхні.

Ключові слова: *ізотропна лінія, мінімальна поверхня, лінійний елемент поверхні, псевдосфера*

Постановка проблеми. Проблема аналітичного опису мінімальних поверхонь зумовлена їх застосуванням при проектуванні поверхонь технічних форм та архітектурних конструкцій. Фізичним аналогом мінімальної поверхні є поверхня, утворена рідкою плівкою на замкнутому контурі (просторовій кривій), яка прагне до найменшої площі в силу її поверхневого натягу [1, с. 152]. Мінімальні поверхні мають найменшу площу для заданого опорного контура, тому їх використання при проектуванні технічних форм забезпечує мінімальні витрати матеріалу. Оболонки мінімальних поверхонь допускають створення полів попередніх мембранних напружень, які забезпечують додаткову жорсткість технічних форм [1, с. 153].

Аналіз останніх досліджень. Основною проблемою аналітичного опису мінімальних поверхонь є труднощі, пов'язані із знаходженням їх параметричних рівнянь. Зокрема, для математичного опису мінімальної поверхні використовується точковий каркас цієї поверхні з різноманітними плоскими опорними контурами [2]. Для утворення точкового каркасу мінімальних поверхонь найчастіше застосовують варіаційні [1–5] методи.

Конструювання неперервного каркасу мінімальних поверхонь пов'язане із знаходженням аналітичного опису ізотропних ліній нульової довжини [6]. У дисертаційному дослідженні [7] знайдено способи конструювання просторових ізотропних ліній за формулами Шварца та Вейєрштрасса [6], і на основі рівнянь ізотропних кривих побудовано мінімальні та приєднані до них мінімальні поверхні. У дисертаційному дослідженні [8] розглянуто побудову мінімальних поверхонь за допомогою ізотропних ліній Без'є та застосовуються ізотропні відрізки, які визначають сторони характеристичних

многокутників. Отже, розширення способів утворення ізотропних кривих є необхідною умовою вирішення проблеми конструювання неперервного каркасу мінімальних поверхонь. У даній роботі використано властивості функцій комплексної змінної та реалізовано метод аналітичного опису мінімальних поверхонь за допомогою ізотропних ліній, які лежать на поверхнях обертання, віднесених до ізометричної сітки координатних ліній [9].

Мета досліджень. Знайти аналітичний опис ізотропних ліній, які лежать на поверхні псевдосфери, віднесеної до ізометричної сітки координатних ліній. На основі вказаних ізотропних ліній побудувати мінімальні поверхні та приєднані до них.

Результати досліджень. Розглянемо поверхню обертання, параметричні рівняння якої мають вигляд:

$$X(\tau; v) = \varphi(\tau) \cdot \cos v; \quad Y(\tau; v) = \varphi(\tau) \cdot \sin v; \quad Z(\tau; v) = \psi(\tau), \quad (1)$$

де: $\varphi = \varphi(\tau)$; $\psi = \psi(\tau)$ – параметричні рівняння меридіана поверхні обертання.

У роботі [10] перехід від ортогональної до ізометричної сітки координатних ліній здійснюється за допомогою введення нової змінної t , яка пов'язана із змінною τ наступним чином [10]:

$$t = \int \frac{\sqrt{(\varphi'_\tau)^2 + (\psi'_\tau)^2}}{\varphi} d\tau. \quad (2)$$

Розглянемо поверхню псевдосфери, яку задано параметричними рівняннями:

$$\begin{aligned} X(\tau; v) &= a \cdot \sin \tau \cdot \cos v; & Y(\tau; v) &= a \cdot \sin \tau \cdot \sin v; \\ Z(\tau; v) &= a \left(\cos \tau + \ln \left| \operatorname{tg} \frac{\tau}{2} \right| \right), \end{aligned} \quad (3)$$

де: a – параметр трактиси (меридіана поверхні); $\tau \in (0; \pi)$; $v \in [0; 2\pi)$.

Знайдемо умову переходу до ізометричної сітки координатних ліній, підставивши параметричні рівняння трактиси (меридіана псевдосфери) $\varphi(\tau) = a \sin \tau$; $\psi(\tau) = a \left(\cos \tau + \ln \left| \operatorname{tg} \frac{\tau}{2} \right| \right)$ у (2), і, після перетворень, отримаємо залежність:

$$t = -\frac{1}{\sin \tau}. \quad (4)$$

Виразимо із (4) $\tau(t) = -\arcsin\left(\frac{1}{t}\right)$ і підставимо у рівняння (3).

Після перетворень отримаємо параметричні рівняння псевдосфери, віднесеної до ізометричної сітки координатних ліній:

$$X(t;v) = -\frac{a \cdot \cos v}{t}; \quad Y(t;v) = -\frac{a \cdot \sin v}{t}; \quad Z(t;v) = -a \cdot \left(\frac{\sqrt{t^2 - 1}}{t} + \ln(\sqrt{t^2 - 1} - t) \right), \quad (5)$$

де: $t \leq -1, v \in [0; 2\pi)$. Знайдемо коефіцієнти першої квадратичної форми псевдосфери, заданої рівняннями (5), за формулами [6]:

$$E = \left(\frac{\partial X}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial Y}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial Z}{\partial t} \right)^2; \quad F = \frac{\partial X}{\partial t} \frac{\partial X}{\partial v} + \frac{\partial Y}{\partial t} \frac{\partial Y}{\partial v} + \frac{\partial Z}{\partial t} \frac{\partial Z}{\partial v};$$

$$G = \left(\frac{\partial X}{\partial v} \right)^2 + \left(\frac{\partial Y}{\partial v} \right)^2 + \left(\frac{\partial Z}{\partial v} \right)^2. \quad (6)$$

Диференціюючи вирази (5), після перетворень, згідно (6), отримаємо: $E = G = \frac{a^2}{t^2}; F = 0$. Тоді лінійний елемент псевдосфери, віднесеної ізометричної сітки координатних ліній, має вигляд:

$$ds^2 = \frac{a^2}{t^2} \cdot (dv^2 + dt^2). \quad (7)$$

Розклавши на множники вираз (7), отримаємо:

$$ds^2 = \frac{a^2}{t^2} \cdot (dv - i \cdot dt)(dv + i \cdot dt),$$

де: i – уявна одиниця.

Прирівнюючи до нуля праву частину останньої рівності, після інтегрування отримаємо:

$$v = i \cdot t + C, \quad (8)$$

або

$$v = -i \cdot t + C, \quad (9)$$

де C – довільна стала інтегрування.

Вирази у правій частині рівностей (8) та (9) називають координатами Дарбу (Darboux) [6]. Лінійний елемент (7) псевдосфери визначає довжину будь-якої кривої, яка лежить на її поверхні. Тому при підстановці виразів (8) або (9) у параметричні рівняння псевдосфери (5) отримаємо параметричні рівняння двох сімей уявних ізотропних ліній нульової довжини. Зокрема, при підстановці виразу (8) у рівняння (5) для кожного значення C отримаємо параметричні рівняння уявної ізотропної кривої, яка лежить на поверхні псевдосфери:

$$x(t) = -\frac{a \cdot \cos(i \cdot t + C)}{t}; \quad y(t) = -\frac{a \cdot \sin(i \cdot t + C)}{t};$$

$$z(t) = -a \cdot \left(\frac{\sqrt{t^2 - 1}}{t} + \ln(\sqrt{t^2 - 1} - t) \right). \quad (10)$$

Для знаходження рівнянь мінімальної та приєднаної до неї мінімальної поверхні для функцій комплексної змінної (10) уведемо

заміну [6]: $t = u + i \cdot v$. Тоді отримаємо параметричні рівняння мінімальної поверхні [6] $X(u, v), Y(u, v), Z(u, v)$:

$$\begin{aligned} X(u, v) &= \operatorname{Re}\{x(u + i \cdot v)\}; \quad Y(u, v) = \operatorname{Re}\{y(u + i \cdot v)\}; \\ Z(u, v) &= \operatorname{Re}\{z(u + i \cdot v)\}; \end{aligned} \quad (11)$$

та приєднаної мінімальної поверхні $X^*(u, v), Y^*(u, v), Z^*(u, v)$:

$$\begin{aligned} X^*(u, v) &= \operatorname{Im}\{x(u + i \cdot v)\}; \quad Y^*(u, v) = \operatorname{Im}\{y(u + i \cdot v)\}; \\ Z^*(u, v) &= \operatorname{Im}\{z(u + i \cdot v)\}. \end{aligned} \quad (12)$$

Відокремивши дійсну та уявну частину для кожної з функцій (10), маємо рівняння мінімальної поверхні:

$$\begin{aligned} X(u, v) &= -\frac{a \cdot (u \cdot \cos(C - v) \cdot \operatorname{ch}(u) - v \cdot \sin(C - v) \cdot \operatorname{sh}(u))}{u^2 + v^2}, \\ Y(u, v) &= -\frac{a \cdot (u \cdot \sin(C - v) \cdot \operatorname{ch}(u) + v \cdot \cos(C - v) \cdot \operatorname{sh}(u))}{u^2 + v^2}, \\ Z(u, v) &= -\frac{a \cdot p \cdot (u \cdot \cos \alpha + v \cdot \sin \alpha)}{u^2 + v^2} - \\ &\quad - \frac{a}{2} \cdot \ln((p \cdot \cos \alpha - u)^2 + (p \cdot \sin \alpha - v)^2), \end{aligned} \quad (13)$$

де: C – довільна стала інтегрування:

$$p = p(u, v) = (4u^2v^2 + (u^2 - v^2 - 1)^2)^{\frac{1}{4}}; \quad \alpha = \alpha(u, v) = \frac{1}{2} \operatorname{arctg} \frac{2uv}{u^2 - v^2 - 1}.$$

Параметричні рівняння приєднаної мінімальної поверхні мають вигляд:

$$\begin{aligned} X^*(u, v) &= \frac{a \cdot (v \cdot \cos(C - v) \cdot \operatorname{ch}(u) + u \cdot \sin(C - v) \cdot \operatorname{sh}(u))}{u^2 + v^2}, \\ Y^*(u, v) &= \frac{a \cdot (v \cdot \sin(C - v) \cdot \operatorname{ch}(u) - u \cdot \cos(C - v) \cdot \operatorname{sh}(u))}{u^2 + v^2}, \\ Z^*(u, v) &= \frac{a \cdot p \cdot (v \cdot \cos \alpha - u \cdot \sin \alpha)}{u^2 + v^2} - a \cdot \operatorname{arctg} \left(\frac{p \cdot \sin \alpha - v}{p \cdot \cos \alpha - u} \right), \end{aligned} \quad (14)$$

де: C – довільна стала інтегрування;

$$p = p(u, v) = (4u^2v^2 + (u^2 - v^2 - 1)^2)^{\frac{1}{4}}; \quad \alpha = \alpha(u, v) = \frac{1}{2} \operatorname{arctg} \frac{2uv}{u^2 - v^2 - 1}.$$

На рис. 1 зображено відсіки мінімальної та приєднаної поверхонь, побудованих за рівняннями (13) і (14) відповідно при $C = 0$; $u \in [-2; \dots 2]$; $v \in [2; \dots 7]$.

Коефіцієнти першої та другої квадратичних форм мінімальних поверхонь (13) та (14), перетворюють вираз середньої кривини

$$H = \frac{E \cdot N - 2 \cdot F \cdot M + G \cdot L}{2(E \cdot G - F^2)}, \text{ для кожної із указаних поверхонь, до нуля.}$$

Вираз (7) можна розкласти на множники у вигляді:

$$ds^2 = \frac{a^2}{t^2} \cdot (dt - i \cdot dv)(dt + i \cdot dv). \quad (15)$$

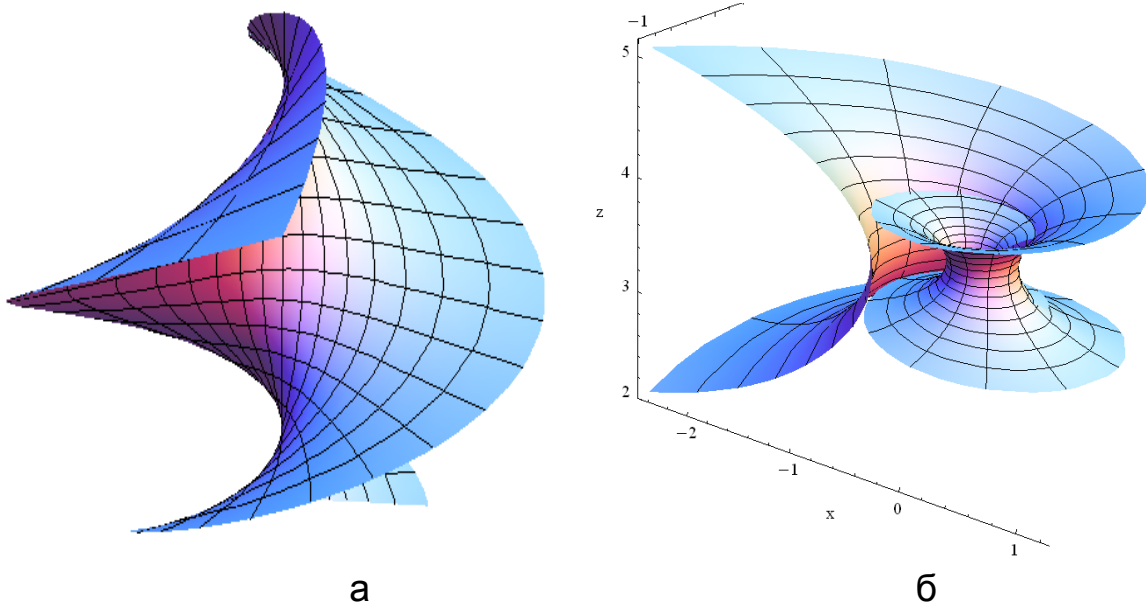


Рис. 1. Відсіки мінімальних поверхонь, побудованих за допомогою ізоотропних кривих, які лежать на поверхні псевдосфери: а) відсік мінімальної поверхні, побудованої за рівняннями (13); б) відсік приєднаної мінімальної поверхні, побудованої за рівняннями (14).

Прирівнюючи до нуля праву частину рівності (15), після інтегрування отримаємо:

$$t = i \cdot v + C \quad \text{або} \quad t = -i \cdot v + C. \quad (16)$$

Підставивши вирази (16) або вираз $v = -i \cdot t + C$, отриманий із рівностей (7), у параметричні рівняння псевдосфери (5), отримаємо рівняння ще трьох сімей уявних ізоотропних ліній нульової довжини. Для кожного значення C за допомогою знайдених ізоотропних ліній можна побудувати мінімальні поверхні та приєднані до них. Але утворені мінімальні поверхні мають рівні коефіцієнти першої та другої квадратичних форм із мінімальними поверхнями (13) і (14) відповідно, тобто вони характеризуються спільними метричними властивостями та спільними властивостями кривини поверхні.

Висновок. На поверхні псевдосфери, віднесеної до ізометричної сітки координатних ліній, для кожного значення C можна побудувати чотири сім'ї ізоотропних кривих, і кожній кривій поставити у відповідність мінімальну поверхню та приєднану до неї. Утворені мінімальні поверхні та приєднані мінімальні поверхні мають спільні метричні властивості та спільні властивості кривини поверхні.

Список літератури

1. *Расчёт оболочек сложной формы* / [Гуляев В. И., Баженов В. А., Гоцуляк Е. А., Гайдайчук В. В.]. – К.: Будівельник, 1990. – 192 с.
2. *Михайленко В. Е.* Конструирование форм современных архитектурных конструкций / В. Е. Михайленко, С. Н. Ковалёв. – К.: Будівельник, 1978. – 112 с.
3. *Абдюшев А. А.* Проектирование непологих оболочек минимальной поверхности / А. А. Абдюшев, И. Х. Мифтахутдинов, П. П. Осипов // Известия КазГАСУ. – 2009. – №2(12). – С. 86–92.
4. *Пульпинский Я. С.* Математическое моделирование оболочек вращения сложных форм : автореф. дисс. на соиск. уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.13.18 "Математическое моделирование, численные методы и комплексы программ" / Я. С. Пульпинский. – Пенза: Пензенский государственный университет архитектуры и строительства, 2006. – 20 с.
5. *Гацунаев М. А.* О равномерной сходимости кусочно-линейных решений уравнения минимальной поверхности / М. А. Гацунаев, А. А. Клячин // Уфимский математич. журнал. – 2014. – №3. – Т. 6. – С. 3–16.
6. *Фиников С. П.* Теория поверхностей / С. П. Фиников. – М.–Л.: ГТТИ, 1934. – 206 с.
7. *Коровіна І. О.* Конструювання поверхонь сталої середньої кривини за заданими лініями інциденції: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.01.01 "Прикладна геометрія, інженерна графіка" / І. О. Коровіна. – К.: КНУБА, 2012. – 20 с.
8. *Аушева Н. М.* Геометричне моделювання об'єктів дійсного простору на основі ізотропних характеристик : автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.01.01/ Н. М. Аушева. – К.: КНУБА, 2014. – 38 с.
9. *Пилипака С. Ф.* Утворення мінімальних поверхонь за допомогою ізотропних кривих, які лежать на поверхні обертання астроїди / С. Ф. Пилипака, М. М. Муквич // Сучасні проблеми моделювання: зб. наук. праць / МДПУ ім. Б. Хмельницького. – Мелітополь: Видавництво МДПУ ім. Б. Хмельницького, 2016.– №6. – С. 91–95.
10. *Несвидомин В. Н.* Способ аналитического отображения плоских изображений на криволинейные поверхности / В. Н. Несвидомин, Т. С. Пилипака, Т. С. Кремец // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – Lublin – Rzeszov, 2014. – Vol. 16, No 3. – С. 58–65.

References

1. *Hulyaev, V. Y., Bazhenov, V. A., Hotsulyak, E. A., Haydaychuk, V. V.* (1990). Raschet obolochek slozhnoy formi [Calculation of shells of complex shape]. K.: Budivel'nyk, 192.
2. *Mykhaylenko, V. E., Kovalev, S. N.* (1978). Konstruyrovanye form sovremennikh arkhytekturnikh konstruksyy [Design of forms of contemporary architectural designs]. K.: Budivel'nyk, 112.
3. *Abdyushev, A. A., Myftakhutdynov, Y. Kh., Osypov, P. P.* (2009). Proektyrovanye nepolohykh obolochek mynymal'noy poverkhnosty [Design nephology shells of minimal surface]. News University, 2(12), 86–92.
4. *Pul'pynskyy, Ya. S.* (2006). Matematycheskoe modelyrovanye obolochek vrashchenyya slozhnykh form [Mathematical simulation of shells of complex shapes] : avtoref. dyss. na soysk. uch. stepeny kand. tekhn. nauk: spets. 05.13.18 "Matematycheskoe modelyrovanye, chyslennye metody y kompleksi prohramm". Penza: Penzenskyy hosudarstvenniy unyversytet arkhytekturi y stroytel'stva, 20.

5. *Hatsunaev, M. A., Klyachyn, A. A.* (2014). O ravnomernoy skhodymosty kusochno-lyneynykh reshenyy uravnenyya mynymal'noy poverkhnosty [On uniform convergence of piecewise linear solutions of the minimal surface equation]. *Ufymskyy matematychny Zhurnal*, 3, T. 6, 3–16.
6. *Fynykov, S. P.* (1934). *Teoriya poverkhnostey* [Theory of surfaces]. M.–L.: HTTY, 206.
7. *Korovina, I. O.* (2012). *Konstruyuvannya poverkhon' staloyi seredn'oyi kryvyny za zadanyamy liniyamy intsydentsiyi* [Construction of surfaces of constant mean curvature on the set lines incidents] : avtoref. dys. na zdobuttya nauk. stupenya kand. tekhn. nauk: spets. 05.01.01 "Prykladna heometriya, inzhenerna hrafika". K.: KNUBA, 20.
8. *Ausheva, N. M.* (2014). *Heometrychne modelyuvannya ob'yektiv diysnoho prostoru na osnovi izotropnykh kharakterystyk* [Geometric modeling of objects in the actual space based on isotropic characteristics] : avtoref. dys. ... d-ra tekhn. nauk: 05.01.01. K.: KNUBA, 38.
9. *Pylypaka, S. F., Mukvych, M. M.* (2016). *Utvorennya minimal'nykh poverkhon' za dopomohoyu izotropnykh kryvykh, yaki lezhat' na poverkhni obertannya astroyidy* [Education minimal surfaces with isotropic curves lying on the surface of the rotation astrod]. *Suchasni problemy modelyuvannya: zb. nauk. prats'. Melitopol'*: Vydavnytstvo MDPU im. B. Khmel'nyts'koho, 6, 91–95.
10. *Nesvydomyn, V. N., Pylypaka, T. S., Kremets, T. S.* (2014). *Sposob analytycheskoho otobrazhenyya ploskykh yzobrazhenyy na kryvolinyeynie poverkhnosty* [The analytical method of displaying a flat image on a curved surface]. *MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture, Lublin. Rzeszov*, Vol. 16, 3, 58–65.

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ИЗОТРОПНЫХ ЛИНИЙ НА ПОВЕРХНОСТИ ПСЕВДОСФЕРЫ И ПОСТРОЕНИЕ МИНИМАЛЬНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

С. Ф. Пилипака, М. М. Муквич

Аннотация. В данной работе осуществлено конструирование минимальных поверхностей с помощью изотропных линий, которые лежат на поверхности псевдосферы. Использован предложенный авторами статьи метод аналитического описания минимальных поверхностей с помощью изотропных линий, которые находятся на поверхностях вращения, отнесённых к изометрической сети координатных линий. Найдено аналитическое условие отнесения псевдосферы к изометрической сети координатных линий. Параметрические уравнения семейств изотропных линий получены из условия равенства нулю линейного элемента псевдосферы, отнесённой к изометрической сети координатных линий. Для нахождения аналитического описания минимальных поверхностей использованы свойства функций комплексной переменной. Показано, что величина средней кривизны образованных минимальных поверхностей, определена с помощью коэффициентов первой и второй квадратичных форм, равна

нулю. Осуществлена визуализация минимальной и присоединенной минимальной поверхности.

Используя предложенный метод аналитического описания минимальных поверхностей, на поверхности псевдосферы, отнесенной к изометрической сети координатных линий, для каждого значения произвольной постоянной можно отыскать параметрические уравнения четырёх семейств изотропных кривых, и каждой кривой поставить в соответствие минимальную поверхность и присоединённую к ней. Образованные минимальные поверхности и присоединённые минимальные поверхности имеют общие метрические свойства и общие свойства кривизны поверхности.

Ключевые слова: *изотропная кривая, минимальная поверхность, линейный элемент поверхности, псевдосфера*

ANALYTICAL DESCRIPTION ISOTROPIC LINE ON SURFACE PSEUDOSPHERE AND CONSTRUCTION MINIMAL SURFACES

S. F. Pylypaka, M. M. Mukvich

Abstract. *In paper the design of minimal surfaces using isotropic curve that lies on the surface of the pseudosphere. Used method proposed by the authors describe the analytical minimal surfaces using isotropic lines, that lie on the surfaces of revolution, referred to the isometric grid coordinate lines. Found analytical condition pseudosphere, referring to the isometric grid coordinate lines. Parametric equations families isotropic lines obtained from the condition of equality to zero line item pseudosphere, referred to the isometric grid of a coordinate lines. For analytical description of minimal surfaces used properties of complex variable. It is shown that the value of the average curvature of minimal surfaces formed, found the ratios of the first and second fundamental form is zero. Signs and found minimal and the associated minimal surface.*

Using the proposed method is analytical description of minimal surfaces on the surface pseudosphere, referred to the isometric grid coordinate lines, for each value of arbitrary constant can find parametric equations of four families of isotropic curves, each curve and put in line with minimum surface and associated to it. The resulting minimal surface and associated minimal surfaces have common properties and the common metric curvature properties of the surface.

Keywords: *isotropic curve, minimum surface, line element surface, pseudosphere*

ЦИФРОВИЙ ОБРОБІТОК ВІБРОСИГНАЛА ДИЗЕЛЯ ТА МОДЕЛЬ ВІРТУАЛЬНОГО ПРИЛАДУ ЙОГО РЕАЛІЗАЦІЇ

**О. В. Надточій, Л. Л. Тімова, кандидати технічних наук
e-mail: lyginu@mail.ru**

Анотація. Викладена методологія побудови віртуальних приладів і обґрунтовано сучасні вимоги, які до них висуваються. Розроблений віртуальний прилад для введення, генерації, моделювання, та цифрового обробітку віброакустичних сигналів при вібродіагностиці дизелів. Розроблена система є уніфікованою і може бути використана для розширення та використання в інших галузях.

Одним з напрямків у розвитку мобільних діагностичних комплексів для оцінки стану ДВЗ є оперативність збору та достовірність інформації, а також зниження вартості апаратного обладнання та програмного забезпечення. Проблемою ж застосування методів вібраційного аналізу полягає у відсутності досить простих у використанні та обслуговуванні систем аналізу віброакустичних сигналів. Запропонована в статті система введення і обробки аналогових сигналів призначена для вимірювання і цифрової обробки віброакустичних сигналів при вібродіагностиці.

Технологія віртуальних приладів – це метод, який уже зарекомендував себе для проектування і створення контрольно-вимірювальних систем. Цей унікальний підхід обіцяє величезні можливості для інженерів-проектувальників, яким сьогодні потрібне єдине інструментальне середовище для проектування, тестування і впровадження готових рішень.

Запропонований у статті віртуальний прилад для введення та цифрової обробки вимірювальної інформації для системи вібродіагностики ДВС окрім вібродіагностики можна використати в інших областях науково-виробничої діяльності.

Ключові слова: *вібросигнал, спектр, спектральний аналіз, перетворення Фур'є, віртуальний прилад*

Постановка проблеми. Одним з напрямків у розвитку мобільних діагностичних комплексів для оцінки стану ДВЗ є оперативність збору та достовірність інформації, а також зниження вартості апаратного обладнання та програмного забезпечення.

Проблемою ж застосування методів вібраційного аналізу полягає у відсутності досить простих у використанні та

обслуговуванні систем аналізу віброакустичних сигналів. Запропонована в статті система введення і обробки аналогових сигналів призначена для вимірювання і цифрової обробки віброакустичних сигналів при вібродіагностиці.

Аналіз останніх досліджень. Можливість виявлення несправностей на початкових стадіях їх виникнення при відносно невеликих трудових і матеріальних затратах визначають перспективність діагностування ДВЗ саме за сигналами вібрації [2, 4]. Забезпечення прогнозованої надійності висновків, стосовно стану механізмів і систем, при цьому може бути досягнуто використанням статистичної оцінки відповідності часових частотних фрагментів віброакустичних сигналів та їх відповідності частоті обертання колінчатого валу. Використання сучасних компактних вимірювальних модулів з низькими енергозатратами забезпечує можливість проектування і виготовлення діагностуючих приладів в мобільному виконанні, для встановлення безпосередньо на засіб при проведенні випробувань [1]. Таким чином дослідження, направлені на розробку методики діагностування механізмів і систем, що базується на оцінці віброакустичних сигналів, що формуються в корпусі ДВЗ в процесі роботи, як методу контролю є досить актуальним для сільського господарства.

Мета досліджень. Розробити віртуальний прилад для введення, генерації, моделювання, та цифрового обробітку віброакустичних сигналів при вібродіагностиці дизелів.

Результати досліджень. Одним з методів встановлення відповідності між вектором дефектів на вході механічної системи і вектором діагностичних ознак на виході, є постановка експериментів з використанням справних і дефектних об'єктів діагностування. При цьому, як правило, детально не аналізується внутрішня структура об'єкта діагностування, який зазвичай розглядається як «чорний ящик». Однак, такий підхід вимагає значних витрат часу та матеріальних ресурсів. З метою скорочення обсягу дорогих і тривалих експериментальних досліджень, проводиться діагностичне моделювання дефектів, тобто фізична або діагностична інтерпретація зв'язку простору станів об'єкта з простором діагностичних ознак та встановлюється з допомогою діагностичної моделі об'єкта. Динаміка машини або окремих вузлів математично моделюється на ПК. Складність віброакустичних процесів, які генеруються машинами, відмінність фізичних моделей і методів їх математичному опису на різних ділянках частотного діапазону послужили підставою для поділу його на три піддіапазони частот: низьких (0–200 Гц), середніх (200–1000 Гц) і високих (від 1 до 10–20 кГц). Корисність такого поділу пояснюється тим, що кожному

діапазону властиві свої збурюючі сили, своя фізична модель машини, як коливальної пружної системи [2]. Причинами низькочастотної вібрації служать невідповідність роторів, відхилення від співвісності, порушення геометрії вузлів та ін. Динамічна модель машини в області низькочастотних коливань являє собою комбінацію зосереджених мас, пов'язаних один з одним пружними, без інерційними елементами.

Коливання середньо частотного діапазону зазвичай обумовлені наявністю нелінійних елементів в системі, порушенням геометрії кінематичних пар, а також наявністю випадкового збудження, що є результатом впливу технологічних, кінематичних, регульовальних і інших випадкових факторів.

В свою чергу високочастотному діапазону характерні дефекти контактуючих поверхонь зубчастого зачеплення, дефекти тіл і доріжок кочення підшипників тощо, які мають малу віброактивність.

Існуючі методи вібродіагностики полягають не в простому визначенні загального рівня механічних коливань, а в аналізі спектрів вібрації (аналіз як самого спектру, так і його зміну в часі), хвиль коливань, фазових кутів коливань, спектрів огинаючих високочастотної вібрації, тощо. Сукупний аналіз цих параметрів і порівняння з базовими характеристиками, отриманими експериментально чи на основі теоретичних досліджень, дозволяють зробити висновок не тільки про швидкий вихід з ладу агрегату, але і вказують на тип неполадки, що дає важливу інформацію для вірної підготовки і проведення ремонтних робіт.

Вібрації корпусу ДВЗ мають складний характер, обумовлений імпульсним збудженням і багатоканальним поширенням коливань, а також наявністю неконтрольованого «шуму». Тому при віброакустичному діагностуванні ДВС складним завданням є поділ сигналів і виділення сигналу від з'єднання.

Сучасне сьогодення диктує свої нові правила та підходи у виборі засобів для проведення віброакустичних досліджень. Більшість дослідників і установ не мають достатньої матеріальної забезпеченості, щоб придбати дорогий осцилограф чи аналізатор спектру.

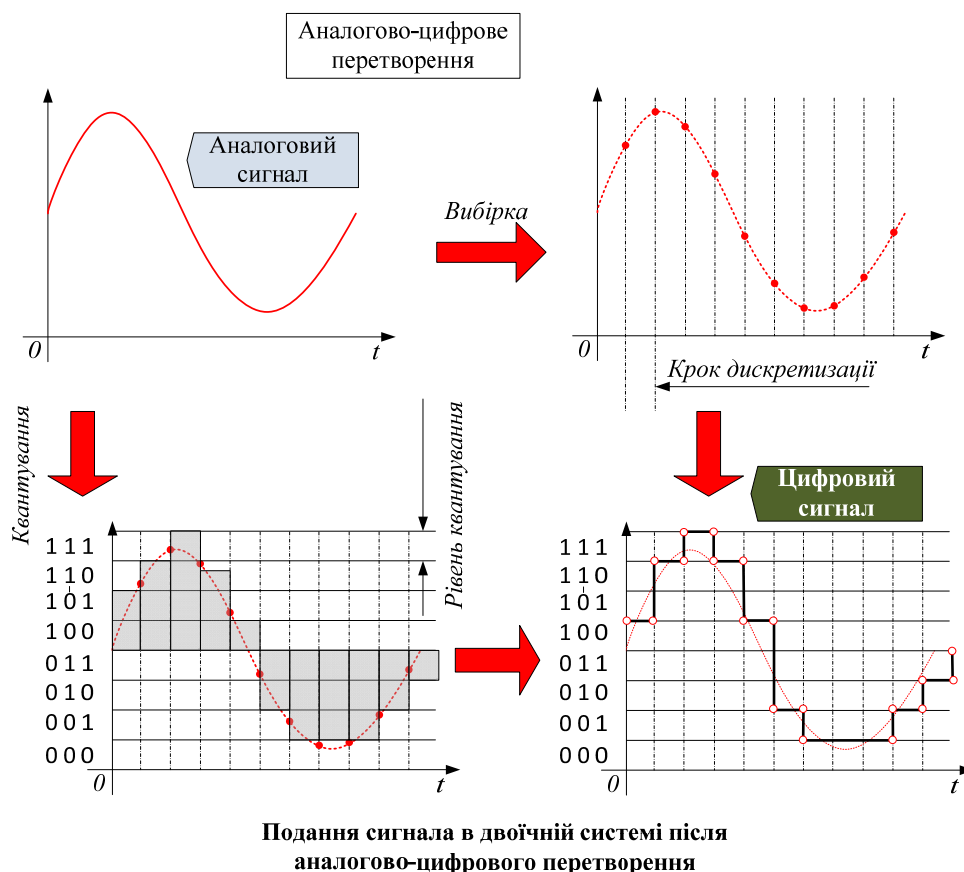
Використання для моделювання процесів відомих систем моделювання типу LabView [6, 7] чи MathLab теж не позбавлено цих недоліків (вартість одного робочого місця LabView на сьогодні становить 1200\$).

Як було сказано вище, у даний час велике поширення при вібродіагностиці ДВЗ отримали саме цифрові методи. Вони засновані (якщо обчислюється оцінка спектральної щільності потужності) на використанні перетворення Фур'є, методів оцінки

авторегресії – спеціальних алгоритмів обчислень, що дозволяють працювати в реальному часі.

У зв'язку з викладеним вище, можна окреслити загальний перелік задач, що повинний вирішувати розроблювальний модуль вводу вимірювальної інформації: знімання параметрів; аналого-цифрове перетворення; накопичування інформації; цифровий обробіток. Таким чином, виникає задача розробки апаратури для вимірювання параметрів вібрації.

Розглянемо цифровий обробіток сигналів (Digital signal processing – DSP) і використання різних приладів для вирішення цих завдань. Цифровий сигнальний процесор (також відомий під аббревіатурою DSP – Digital signal processor) це мікропроцесор, призначений для виконання математичних операцій над потоками оцифрованих сигналів в реальному часі. Для обробки аналогових сигналів необхідно спочатку оцифрувати їх (рис. 1), використовуючи для цього АЦП із вхідними антиаліазинговими фільтрами, а потім направити потік цифрових даних на сигнальний процесор.



(1 0 0), (1 1 0), (1 1 1), (1 1 0), (1 0 0), (0 1 0), (0 0 1), (0 0 1), (0 0 1), (0 1 0), (0 1 1), (1 0 0)

Рис. 1. Перетворення аналогового сигналу в цифровий.

Після виконання необхідних математичних операцій сигнал можна перетворити назад в аналоговий за допомогою цифро-

аналогово перетворювача (ЦАП) та відповідного згладжуючого фільтра. У звичайних готових приладах, наприклад, осцилографах, використовуються спеціалізовані вбудовані розробником DSP-системи обмеженою функціональністю. Однак в якості осцилографа можна використовувати і звичайний комп'ютер з встановленою в нього платою збору даних. У цьому випадку плата оцифровує аналогові сигнали, а функція обробки цифрових даних переноситься на центральний процесор. В основі цього модульного підходу, що відображає концепцію віртуальних приладів (virtual instrumentation), лежить потужне програмне забезпечення, яке можливо адаптувати для використання на звичайнісінькому ПК, щоб реалізувати готовий прилад з необхідною функціональністю. Потужні засоби розробки віртуальних приладів дозволили людям з різними рівнями професійних навичок і знань швидко спроектувати і впровадити закінчені тестові та вимірювальні системи. До недавнього часу на етапах проектування і впровадження інженерам необхідні були специфічні інструменти та багатий професійний досвід.

Історично склалося так, що вимірювальні тестові системи зазвичай складалися з окремих закінчених приладів, таких як осцилографи та генератори сигналів, які володіють обмеженою функціональністю і застосовувалися лише для певного набору завдань вимірювання. Серед цих обмежень можна виділити три основних: 1) неможливість збору даних з необхідною точністю і швидкістю; 2) обмежений набір вбудованих в прилад функцій збору і обробки даних; 3) недостатня візуалізація процесу вимірювань, пов'язана з обмеженими можливостями екрану приладу.

Якщо хоч одне з цих обмежень не вписувалося в технічне завдання проекту, то потрібно використання додаткового приладу, і тому повна вартість системи значним чином зростала. З 80-х років виникла і розвивається нова концепція вимірювань. Її суть полягає в поділі стандартного вимірювального обладнання на дві функціональні частини: апаратну, необхідну для оцифровки сигналів, і програмну – для обробки даних і представлення результатів. Давши користувачеві можливість самому створювати закінчений прилад для його специфічного додатку на базі програмного забезпечення з наданою йому функціональністю, вдалося зняти наведені раніше обмеження. Таким чином народилася концепція віртуальних приладів. Переваги віртуальних приладів перед стандартними аналогічні перевагам цифрової обробки сигналів перед аналоговою. Наприклад, аналогові фільтри, що виготовляються зазвичай з традиційних електронних компонентів, таких як операційні підсилювачі, конденсатори і резистори, володіють обмеженою функціональністю в порівнянні з

цифровими фільтрами, застосовуваними при обробці даних з плаваючою і фіксованою точкою на сигнальних процесорах. Незважаючи на те, що аналогові фільтри дешевше і простіше у виготовленні, їх складно калібрувати і підтримувати.

Зміни в структурі цих фільтрів дуже часто призводять до складнощів у їх використанні на вже наявному обладнанні. Наприклад, якщо знадобиться фільтр більш високого порядку, іншу апаратну частину, швидше за все, теж доведеться переробляти. У цифрових ж фільтрів ця проблема відсутня завдяки тому, що їх функціональність повністю визначається програмним забезпеченням. Це дає можливість створити єдину платформу для широкого кола додатків, реалізовану на одній і тій же апаратній частині. У відповідності з теорією математика Фур'є, звукову хвилю можна представити у вигляді спектра частот, що входять до неї (рис. 1). Сигнал, який описує постійно змінну величину називають аналоговим сигналом, а ступінчасте подання сигналу – дискретним. Дискретизація може проводитись як за часом, так і за значенням величини сигналу. В першому випадку її часто називають виборкою, а у другому квантуванням. Якщо сигнал, який пройшов дискретизацію по часу і по значенню, далі подається у цифровому вигляді то мова йде про аналогово-цифрове перетворення.

Аналоговий сигнал отриманий в результаті такого перетворення за допомогою АЦП перетворюється в числові значення в двоїчній системі числення, тобто у вигляді нулів і одиниць. Однак сучасні комп'ютери уже сьогодні обладнані досить потужними звуковими картами, які і є тим необхідним обладнанням, що потрібне для якісної роботи з вібросигналом. Сучасна звукова карта з частотою дискретизації 96 або навіть 192 кГц дозволяє керувати частотами майже до 100 кГц (частота Найквіста $F_s = 2 \cdot F_{max}$, що далеко за межами звукової частоти).

Ідея використання звукової карти персонального комп'ютера не є новою. Віртуальний вимірювальний комплекс створений на її основі використовує звукову плату як аналого-цифровий (АЦП) і цифро-аналоговий (ЦАП) перетворювачі, дозволяючи оцифрувати аналоговий сигнал і потім якісно його проаналізувати та провести його обробку.

Це і двопроменевий осцилограф, і аналізатор спектру чи частотомір тощо. На кафедрі технічного сервісу і інженерного менеджменту ім. М. П. Момотенка НУБіП України виходячи з цих міркувань зроблена спроба розробити такий віртуальний прилад для цифрового обробки сигналів отриманих від звукової плати (рис. 2).

Програма «Віртуальний прилад цифрового обробки сигналів (DSP)» призначена для захоплення сигналу, що надійшов на вхід

звукової плати комп'ютера, обробки сигналу з використанням алгоритмів ЦОС, і виведення обробленого сигналу через вихід звукової плати. В основу роботи з програмою закладено інтуїтивно-зрозумілий принцип візуального програмування, що дозволяє користувачу без знання мов програмування і алгоритмів ЦОС створювати довільні схеми обробки сигналу, працюючи з візуальними компонентами (обробниками), а розробники програм цифрового обробки сигналів можуть заощадити час на написання і налагодження своїх програм. Існує загальна методика дослідження періодичних негармонійних сигналів, основана на розкладанні сигналів в ряд Фур'є [7].



Рис. 2. Головне вікно віртуального приладу ЦОС (DSP).

Дана методика полягає у тому, що завжди можна підібрати ряд гармонійних сигналів з такими амплітудами, частотами і початковими фазами, алгебраїчна сума ординат яких в будь-який момент часу рівна ординаті досліджуваного не синусоїдального сигналу. Ряд Фур'є записують у вигляді суми нескінченного числа гармонічних складових різних частот.

$$U(t) = U_0 + \text{SUM}(U_m \cdot \sin(k \cdot \omega \cdot t + \theta)), \quad (1)$$

де: k – номер гармоніки; $k \cdot \omega$ – кутова частота k -ї гармоніки; θ – початкова фаза сигналу; U_0 – нульова гармоніка.

Для виділення спектру віброакустичного сигналу, як правило використовується швидке перетворення Фур'є (ШПФ). В нашому випадку реалізація ШПФ буде наступною (рис. 3). Отримані результати спектральної щільності (рис. 4) можна використати для

подальшого аналізу і обробітку за допомогою цифрових фільтрів, які реалізовані за алгоритмом (рис. 5).

```
// AVal - масив вхідних даних, Nvl - довжина масиву, має бути кратна степені 2.
// FTvl - масив отриманих значень, Nft - довжина масиву, має бути рівна Nvl / 2 чи
менше.
type
TArrayValues = array of Double;
const
TwoPi = 6.283185307179586;
procedure FFT (var AVal, FTvl: TArrayValues; Nvl, Nft: Integer);
var
i, j, n, m, Mmax, Istp: Integer;
Tmpr, Tmpi, Wtmp, Theta, Wpr, Wpi, Wr, Wi: Double;
Tmvl: TArrayValues;
begin
n:= Nvl*2; SetLength(Tmvl, n);
for i:= 0 to Nvl-1 do begin
j:= i*2; Tmvl[j]:= 0; Tmvl[j+1]:= AVal[i];
end;
i:= 1; j:= 1;
while i < n do begin
if j > i then begin
Tmpr:= Tmvl[i]; Tmvl[i]:= Tmvl[j]; Tmvl[j]:= Tmpr;
Tmpr:= Tmvl[i+1]; Tmvl[i+1]:= Tmvl[j+1]; Tmvl[j+1]:= Tmpr;
end;
i:= i + 2; m:= Nvl;
while (m >= 2) and (j > m) do begin
j:= j - m; m:= m div 2;
end;
j:= j + m;
end;
Mmax:= 2;
while n > Mmax do begin
Theta:= -TwoPi/Mmax; Wpi:= Sin(Theta);
Wtmp:= Sin(Theta/2); Wpr:= Wtmp * Wtmp * 2;
Istp:= Mmax*2; Wr:= 1; Wi:= 0; m:= 1;
while m < Mmax do begin
i:= m; m:= m + 2; Tmpr:= Wr; Tmpi:= Wi;
Wr:= Wr - Tmpr * Wpr - Tmpi * Wpi;
Wi:= Wi + Tmpr * Wpi - Tmpi * Wpr;
while i < n do begin
j:= i + Mmax;
Tmpr:= Wr * Tmvl[j] - Wi * Tmvl[j-1];
Tmpi:= Wi * Tmvl[j] + Wr * Tmvl[j-1];
Tmvl[j]:= Tmvl[i] - Tmpr; Tmvl[j-1]:= Tmvl[i-1] - Tmpi;
Tmvl[i]:= Tmvl[i] + Tmpr; Tmvl[i-1]:= Tmvl[i-1] + Tmpi;
i:= i + Istp;
end;
end;
Mmax:= Istp;
end;
for i:= 0 to Nft-1 do begin
j:= i*2; FTvl[i] := 2*Sqrt(Sqr(Tmvl[j]) + Sqr(Tmvl[j+1]))/Nvl;
end;
SetLength(Tmvl, 0);
end;
```

Рис. 3. Лістинг алгоритму швидкого перетворення Фур'є.

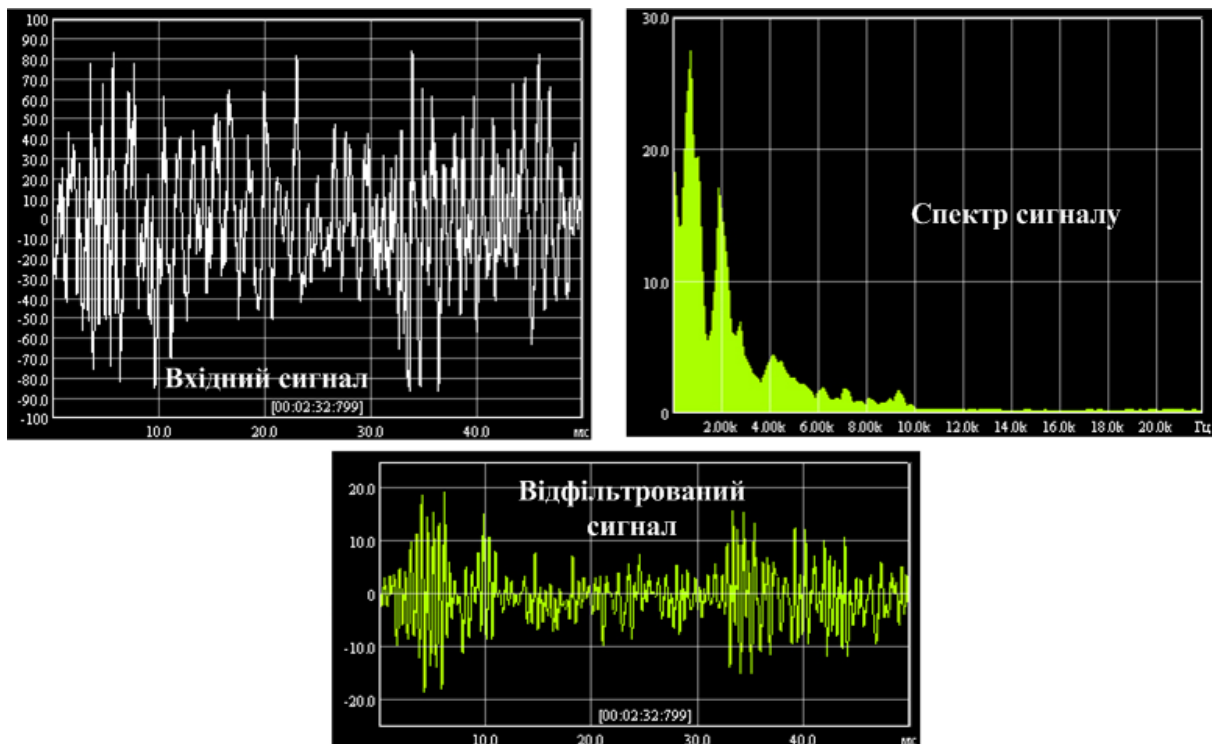


Рис. 4. Реалізація обробітку (отримання спектральної щільності, фільтрація).

```

166     Cn[-i]:=Cn[i];
167   end;
168   for i:=1 to MaxM do Dm[-i]:=0;
169 end;
170 procedure TWaveFilter.SetHighPassFilter(Fs : real{частота пропускання});
171   var i : integer;
172       Fd : real;
173 begin
174   Fd:=wmGetSamplesPerSec;
175   Cn[0]:=1-2*Fs/Fd;
176   for i:=1 to MaxN do
177   begin
178     Cn[i]:=-sin(i*2*pi*Fs/Fd)/(i*pi);
179     Cn[-i]:=Cn[i];
180   end;
181   for i:=1 to MaxM do Dm[-i]:=0;
182 end;
183 procedure TWaveFilter.SetBandPassFilter(F1,F2 : real{частота пропускання});
184   var i : integer;
185       Fd : real;
186 begin
187   Fd:=wmGetSamplesPerSec;
188   Cn[0]:=2*(F2-F1)/Fd;
189   for i:=1 to MaxN do
190   begin
191     Cn[i]:=(sin(i*2*pi*F2/Fd)-sin(i*2*pi*F1/Fd))/(i*pi);
192     Cn[-i]:=Cn[i];
193   end;
194   for i:=1 to MaxM do Dm[-i]:=0;
195 end;
196 procedure TWaveFilter.SetBandRejectFilter(F1,F2 : real{частота пропускання});
197   var i : integer;
198       Fd : real;
199 begin

```

Рис. 5. Лістинг реалізації цифрових фільтрів.

В програмі функціонують і можуть бути використані:

- фільтр нижніх частот (ФНЧ) (LowPass) передає складові в нижньому діапазоні і зменшує складові верхніх частот;
- фільтр верхніх частот (ФВЧ) (HighPass) передає складові в верхньому діапазоні і зменшує складові нижніх частот;
- полосові фільтри (ПФ) (BandPass) передають складові, які відповідають певній полосі частот;
- режекторний фільтр (ЗФ) (BandReject) зменшує амплітуди складових певної полоси (загороджувальний).

Програма не є закінченим продуктом, і її функціонал поступово вдосконалюється і розширяється (оптимізуються алгоритми, створюються нові обробники, виправляються помилки тощо). На поточний момент найбільш головні завдання, які дозволяє вирішити програма, є: візуалізація сигналу (відображення сигналу на графіку в залежності амплітуди від часу); спектральний аналіз (відображення діаграми спектральної щільності); частотна фільтрація сигналу (вплив на сигнал НЧ, ВЧ, смуговими і режекторними фільтрами).

Також у програмі присутні обробники, що дозволяють оцінити рівень сигналу, частоту основної гармоніки, коефіцієнт кореляції 2х сигналів тощо. За допомогою віртуального приладу можна створювати і моделювати різні процеси (рис. 6) використовуючи генератори, суматори, перемножувачі сигналів, тощо.

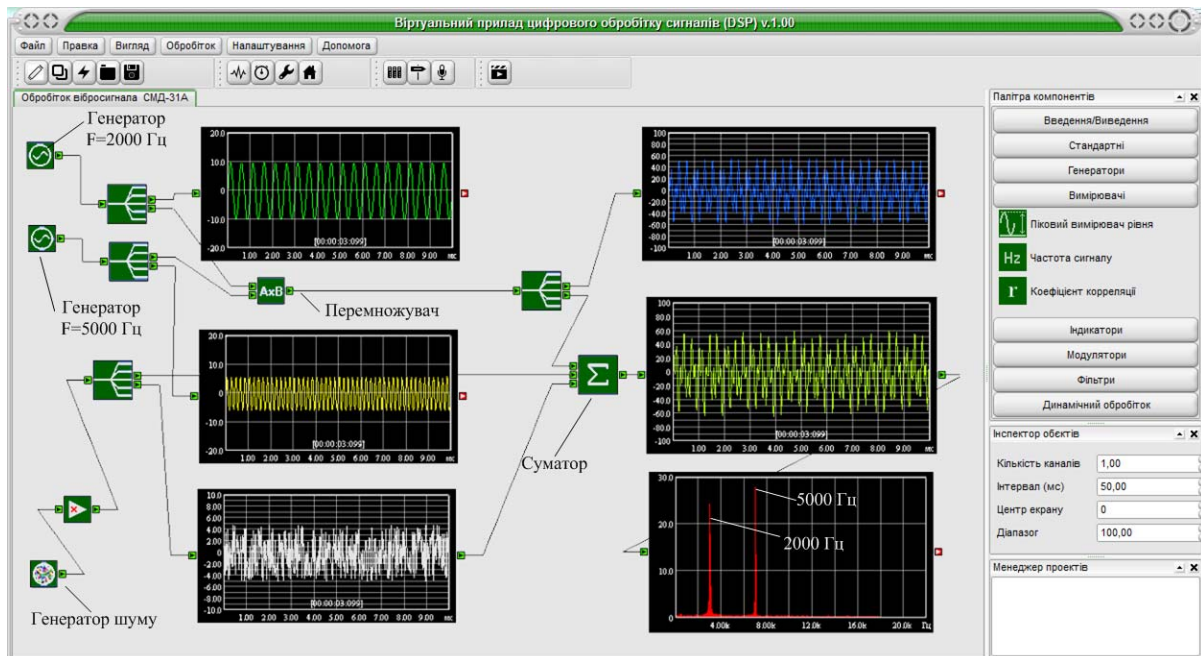


Рис. 6. Моделювання сумарного сигналу з генераторів та їх обробіток.

Кожен компонент-обробник має свою власну панель налаштувань параметрів. Крім того за допомогою програми можна

виконувати посилення сигналів, амплітудну модуляцію, поділ спектру на низькі і високі компоненти, встановлювати затримку часу, розрахунок коефіцієнта кореляції двох сигналів, тощо. Серед інших корисних можливостей – зберігання інформації про останні збережені проекти, калібрування сигналу, читання wave-файлів, записаних іншими програмами, зміна кількості каналів у компонентах-обробниках.

Висновки

1. Технологія віртуальних приладів – це метод, який уже зарекомендував себе для проектування і створення контрольно-вимірювальних систем. Цей унікальний підхід обіцяє величезні можливості для інженерів-проектувальників, яким сьогодні потрібне єдине інструментальне середовище для проектування, тестування і впровадження готових рішень.

2. Запропонований у статті віртуальний прилад для введення та цифрової обробки вимірювальної інформації для системи вібродіагностики ДВС окрім вібродіагностики можна використати в інших областях науково-виробничої діяльності.

Список літератури

1. К. Хюммель. Виртуальные приборы и проектирование DSP-систем / К. Хюммель, С. Ширман // Компоненты и технологии №3, 2008.
2. Генкин М. Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов / М. Д. Генкин, А. Г. Соколова. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
3. Новиков Ю. В. Разработка устройств сопряжения для персонального компьютера типа IBM PC / Ю. В. Новиков, О. А. Калашников, С. Э. Гуляев. – М.: Эком, 2001. – 188 с.
4. Барков А. В. Интеллектуальные системы мониторинга и диагностики машин по вибрации / А. В. Барков, Н. А. Баркова // Труды Петербургского энергетического института повышения квалификации Минтопэнерго и Института вибрации США, Выпуск 9, Санкт-Петербург, 1999 г.
5. Нестеров Ю. И. Виртуальный измерительный комплекс / Ю. И. Нестеров, А. И. Власов, Б. Н. Першин // Датчики и системы. – №4. – 2000. – С. 12–22.
6. Федосов В. П. Цифровая обработка сигналов в LabVIEW / В. П. Федосов, А. К. Нестеренко. – М., 2007. – 468 с.
7. Солонина А. И. Цифровая обработка сигналов. Моделирование в MatLab. // А. И. Солонина, С. М. Арбузов. – М.: BVH, 2008. – 816 с.

References

1. Khyummel', K., Shyrman, S. (2008). Vyrtual'nie prybori y proektyrovanye DSP-system [Virtual instrumentation and design of DSP-systems]. Components and technologies, 3, 25.
2. Henkyn, M. D., Sokolova, A. H. (1987). Vybroakustycheskaya dyahnostyka mashyn y mekhanyzmov [Vibroacoustic diagnostics of machines and mechanisms]. M.: Mashinostroenie, 288.
3. Novykov, Yu. V., Kalashnykov, O. A., Hulyaev, S. E. (2001). Razrabotka ustroystv sopryazhenyya dlya personal'noho komp'yutera typu IBM PC [Development of interface devices for a personal computer type IBM PC]. M.: EKOM, 188.

4. Barkov, A. V., Barkov, A. N. (1999). Yntellektual'nie sistemi monytorynha y dyahnostyky mashyn po vybratsyy [Intelligent system for monitoring and diagnostics of machines for vibration]. Proceedings of the St. Petersburg energy Institute of advanced training of the Ministry of energy and vibration Institute, USA, Issue 9, St.-Petersburg, 26.
5. Nesterov, Yu. S., Vlasov, A. S., Would. N., Pershin (2000). Vyrtual'niy yzmerytel'niy kompleks [Virtual measuring system]. Sensors and systems, 4, 12–22.
6. Fedosov, V. P., Nesterenko, A. K. (2007). Tsyfrovaya obrabotka syhnalov v LabVIEW [Digital signal processing in LabVIEW]. M., 468.
7. Corned, Beef A. S., Arbuzov, S. M. (2008). Tsyfrovaya obrabotka syhnalov [Digital signal processing. Simulation in MatLab]. M.: BVH, 816.

ЦИФРОВАЯ ОБРАБОТКА ВИБРОСИГНАЛА ДИЗЕЛЯ И МОДЕЛЬ ВИРТУАЛЬНОГО ПРИБОРА ЕГО РЕАЛИЗАЦИИ

А. В. Надточий, Л. Л. Тимова

Аннотация. Изложена методология построения виртуальных приборов и обоснованы современные требования, которые к ним предъявляются. Разработан виртуальный прибор для ввода, генерации, моделирования и цифровой обработки виброакустических сигналов при вибродиагностике дизелей. Разработанная система является унифицированной и может быть использована для расширения и использования в других отраслях.

Одним из направлений в развитии мобильных диагностических комплексов для оценки состояния ДВС является оперативность сбора и достоверность информации, а также снижение стоимости аппаратного оборудования и программного обеспечения. Проблемой же применения методов вибрационного анализа заключается в отсутствии достаточно простых в использовании и обслуживании систем анализа виброакустических сигналов. Предложенная в статье система ввода и обработки аналоговых сигналов предназначена для измерения и цифровой обработки виброакустических сигналов при вибродиагностике.

Технология виртуальных приборов – это метод, который уже зарекомендовал себя для проектирования и создания контрольно-измерительных систем. Этот уникальный подход сулит огромные возможности для инженеров-проектировщиков, которым сегодня нужно единое инструментальная среда для проектирования, тестирования и внедрения готовых решений.

Предложенный в статье виртуальный прибор для ввода и цифровой обработки измерительной информации для системы вибродиагностики ДВС кроме вибродиагностики можно использовать в других областях научно-производственной деятельности.

Ключевые слова: вибросигнал, спектр, спектральный анализ, преобразование Фурье, виртуальный прибор

DIGITAL PROCESSING VIBRATION SIGNALS IN DIESEL AND MODEL VIRTUAL DEVICE FOR ITS IMPLEMENTATION

O. V. Nadtochiy, L. L. Titova

Abstract. *The methodology of building virtual instruments and based on current requirements that they imposed. Developed virtual instrument for input generation, simulation and digital processing of acoustic signals in the vibration diagnostics of diesel engines. The developed system is standardized and can be used to extend and use in other industries.*

One of the trends in the development of mobile diagnostic systems to assess the state of the internal combustion engine is the efficiency of collection and accuracy of the information, as well as reducing the cost of hardware and software. The problem of application of methods of vibration analysis is the lack of quite simple to use and maintain systems of analysis of vibroacoustic signals. Proposed in the paper input system and analog signal processing is designed for measurement and digital processing of acoustic signals in the vibration diagnostics.

The technology of virtual instrument is a method that has already proven itself to designing and building instrumentation systems. This unique approach promises great opportunities for engineers, who need a single tool environment for the design, testing and implementation of turnkey solutions.

Suggested in paper virtual instrument input and digital processing of measurement information for the system of vibration diagnostics vibration diagnostics of the internal combustion engine also can be used in other fields of scientific and production activities.

Keywords: *vibration spectrum, spectral analysis, Fourier transformation, virtual instrument*

УДК 631.3:614.8

ОЦІНЕННЯ ПРОФЕСІЙНОГО РИЗИКУ ТРАКТОРИСТІВ- МАШИНІСТІВ ПІД ЧАС РЕМОНТУВАННЯ ТА ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

О. В. Войналович, О. А. Гнатюк, кандидати технічних наук
e-mail: voynalov@bigmir.net

Анотація. *Оцінено професійний ризик трактористів-машиністів під час ремонтування та технічного обслуговування сільськогосподарської техніки з урахуванням ступеню впливу небезпечних виробничих чинників за критеріями Фусела-Весели та Бірнбаума.*

© О. В. Войналович, О. А. Гнатюк, 2016

DIGITAL PROCESSING VIBRATION SIGNALS IN DIESEL AND MODEL VIRTUAL DEVICE FOR ITS IMPLEMENTATION

O. V. Nadtochiy, L. L. Titova

Abstract. *The methodology of building virtual instruments and based on current requirements that they imposed. Developed virtual instrument for input generation, simulation and digital processing of acoustic signals in the vibration diagnostics of diesel engines. The developed system is standardized and can be used to extend and use in other industries.*

One of the trends in the development of mobile diagnostic systems to assess the state of the internal combustion engine is the efficiency of collection and accuracy of the information, as well as reducing the cost of hardware and software. The problem of application of methods of vibration analysis is the lack of quite simple to use and maintain systems of analysis of vibroacoustic signals. Proposed in the paper input system and analog signal processing is designed for measurement and digital processing of acoustic signals in the vibration diagnostics.

The technology of virtual instrument is a method that has already proven itself to designing and building instrumentation systems. This unique approach promises great opportunities for engineers, who need a single tool environment for the design, testing and implementation of turnkey solutions.

Suggested in paper virtual instrument input and digital processing of measurement information for the system of vibration diagnostics vibration diagnostics of the internal combustion engine also can be used in other fields of scientific and production activities.

Keywords: *vibration spectrum, spectral analysis, Fourier transformation, virtual instrument*

УДК 631.3:614.8

ОЦІНЕННЯ ПРОФЕСІЙНОГО РИЗИКУ ТРАКТОРИСТІВ- МАШИНІСТІВ ПІД ЧАС РЕМОНТУВАННЯ ТА ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

О. В. Войналович, О. А. Гнатюк, кандидати технічних наук
e-mail: voynalov@bigmir.net

Анотація. *Оцінено професійний ризик трактористів-машиністів під час ремонтування та технічного обслуговування сільськогосподарської техніки з урахуванням ступеню впливу небезпечних виробничих чинників за критеріями Фусела-Весели та Бірнбаума.*

© О. В. Войналович, О. А. Гнатюк, 2016

Аналіз мінімальних перерізів травмонебезпечної ситуації дозволяє визначити найбільш ймовірні шляхи розвитку процесів її перебігу за участі базових подій: E, G, H, L, O та F, G, H, L, O з частотою $6,837 \cdot 10^{-5}$ кожний і загальним сумарним значенням 38,4 %.

Покращення працезахоронної діяльності на сільськогосподарських підприємствах на 50% від наявного рівня дозволить знизити ймовірність настання головної події-наслідку з теперішнього $P = 3,56 \cdot 10^{-4}$ до $P = 1,78 \cdot 10^{-4}$, а отже зменшити професійний ризик трактористів-машиністів вдвічі.

Кількісні дослідження небезпечних та шкідливих виробничих чинників, визначення ступеня їх впливу на процеси зародження, формування і настання травмонебезпечних ситуацій та їх наслідків, що трапляються під час експлуатації сільськогосподарської техніки, дозволяють розробляти ефективні профілактичні заходи запобігання нещасним випадкам, виходячи з об'єктивного стану виробництва, рівня науково-технічного прогресу та економічних можливостей підприємства.

Ключові слова: *небезпечні виробничі чинники, професійний ризик, мінімальні перерізи небезпечних подій, критерії Фусела-Весели та Бірнбаума*

Поставлення проблеми. Аналіз статистичних даних щодо стану виробничого травматизму в агропромисловому комплексі України (АПК) показує, що зазначена галузь є однією з найбільш травмонебезпечних серед галузей національної економіки. Зокрема, за 2011–2015 рр. понад 500 працівників АПК отримали травми зі смертельними наслідками, що становить понад 20% від загальної кількості смертельно травмованих за цей період працівників в усіх галузях економіки України. Водночас, в одній з головних підгалузей АПК – сільськогосподарському виробництві, травми не сумісні з життям за цей період отримали майже 300 працівників, що становить близько 60% від усіх травмованих з летальними наслідками працівників аграрної галузі.

Однією з найбільш травмонебезпечних професій в аграрному виробництві є професія тракториста-машиніста (механізатора). Це пов'язано з тим, що на технологічних процесах задіяно різноманітні мобільні технічні засоби виробництва (трактори, комбайни, самохідні сільськогосподарські машини тощо), які є джерелами підвищеної небезпеки. Саме під час експлуатації сільськогосподарської техніки виникає велика кількість травмонебезпечних ситуацій, наслідком чого є аварії та випадки травмування механізаторів. Зокрема, протягом 2011–2015 рр. під час виконання робіт у полі та інших агротехнологічних операцій загинуло 74 механізатори, що становить четверту частину від загальної кількості усіх смертельно травмованих працівників, зайнятих в сільськогосподарському виробництві.

Серед випадків травмування механізаторів можна виокремити травми, отримані ними під час ремонтування та технічного обслуговування (ТО) сільськогосподарської техніки із застосуванням різноманітного технологічного обладнання, зокрема домкратів, кріплень та інших пристроїв. Так, за зазначений період часу в ремонтних майстернях сільськогосподарських підприємств та в польових умовах внаслідок падіння деталей, механізмів та корпусів машин було смертельно травмовано 12 трактористів-машиністів та водіїв вантажних автомобілів.

Тому, актуальним нині є розроблення та впровадження дієвих та ефективних профілактичних заходів щодо запобігання виробничому травматизму серед механізаторів АПК. Для цього необхідно дослідити механізми утворення травмонебезпечних ситуацій та настання нещасних випадків, використовуючи методи ймовірнісного структурно-логічного моделювання, а саме дослідити кількісний вплив первинних небезпечних подій на процеси зародження, формування та настання травмонебезпечних ситуацій та їх наслідків. Це дозволить розробляти та своєчасно впроваджувати відповідні профілактичні заходи щодо запобігання нещасних випадків на виробництві.

Аналіз останніх досліджень. Наукові дослідження як вітчизняних, так і зарубіжних фахівців свідчать, що проблема виробничого травматизму трактористів-машиністів АПК є нині достатньо гострою. Водночас, шляхи її вирішення є доволі різними і залежать від належності дослідника до тієї чи іншої наукової школи. Зокрема, у багатьох роботах зосереджено увагу на аналізі стану виробничого травматизму та його причин, однак без достатніх досліджень впливу небезпечних виробничих чинників на ймовірність настання нещасних випадків [1–5]. Лише деякі напрацювання свідчать про спробу їх авторів дослідити ймовірності настання небажаних наслідків (аварій, травм тощо) під час експлуатації сільськогосподарської техніки залежно від ступеня впливу первинних (базових) подій на процеси перебігу травмонебезпечних ситуацій [6, 7], хоча ґрунтовні дослідження у цьому напрямку вже існують в атомній енергетиці [8] та інших галузях економіки [9, 10].

Мета досліджень. Метою дослідження є визначення ступеня впливу первинних (базових) подій на процеси зародження, формування і настання травмонебезпечних ситуацій та їх наслідків під час ремонтування та технічного обслуговування сільськогосподарської техніки.

Результати досліджень. Дослідження причин нещасних випадків, що трапилися з механізаторами під час експлуатації сільськогосподарської техніки, показує, що зародження, формування і розвиток вказаних негативних явищ характеризується логічним

поєднанням або перетином випадкових подій у просторі та часі, від набору і комбінації яких залежить характер розвитку травмонебезпечних ситуацій, що виникають з різною частотою на різних стадіях аварійного чи катастрофічного процесів [11]. В основі формування зазначеної комбінації випадкових подій та їх наслідків лежить причинно-наслідковий логічний зв'язок, що полягає у перетині та (або) об'єднанні первинних (базових) подій. Для вивчення цього зв'язку, встановлення якісних та кількісних характеристик процесів перебігу травмонебезпечних ситуацій використовують структурно-логічні методи моделювання, зокрема метод «дерева відмов».

Під час дослідження «дерева відмов» з'ясовують комбінації відмов машин та обладнання, помилок працівників та природних впливів, що призводять до настання небажаної події-наслідку. Тому цей метод активно застосовують для аналізу можливих причин виникнення аварійних і травмонебезпечних ситуацій та розрахунку їх ймовірностей [12–14].

У даній роботі було проаналізовано одну з типових травмонебезпечних ситуацій, що трапляються на механізованих роботах в АПК, – травмування трактористів-машиністів внаслідок падіння на них деталей, механізмів та корпусів машин під час ремонтування чи ТО сільськогосподарської техніки (рис. 1).

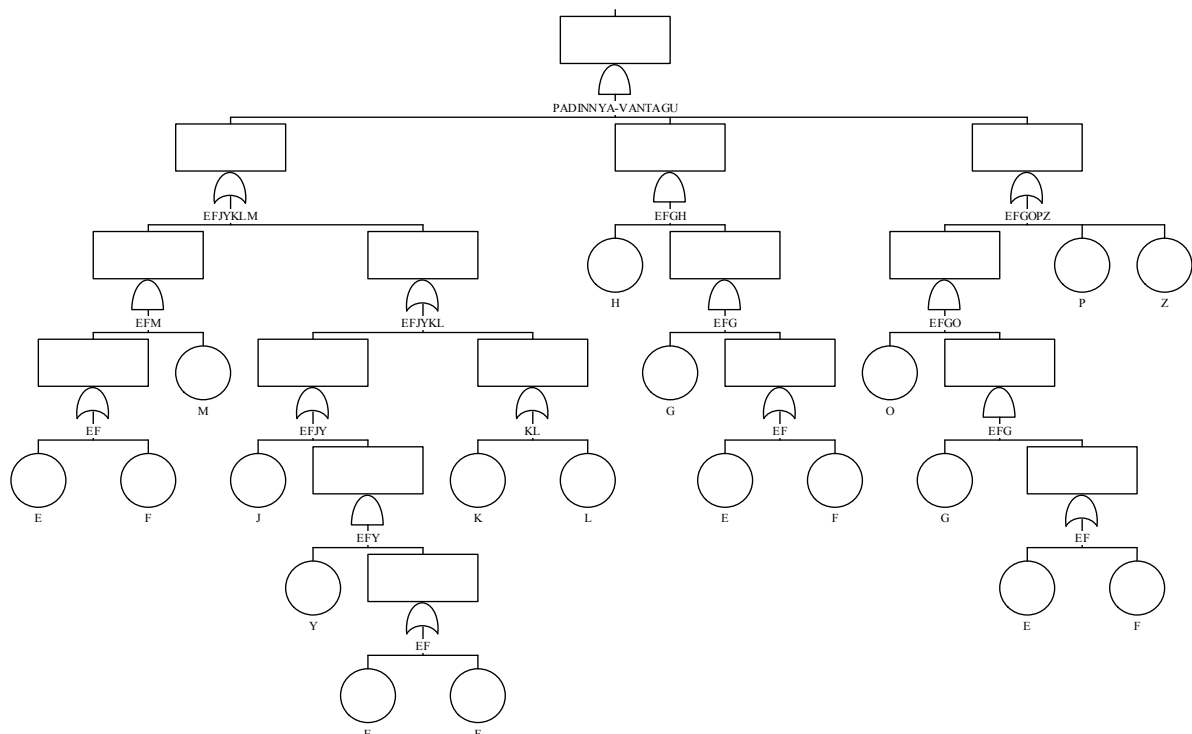


Рис. 1. Логіко-імітаційна модель процесу перебігу травмонебезпечної ситуації: «Травмування трактористів-машиністів внаслідок падіння на них деталей, механізмів та корпусів машин під час ремонтування чи ТО сільськогосподарської техніки».

Для аналітичного дослідження зазначеної логіко-імітаційної моделі процесу перебігу травмонебезпечної ситуації та оцінення ризику травмування механізаторів внаслідок падіння на них деталей, механізмів та корпусів машин під час ремонтування чи ТО сільськогосподарської техніки, було застосовано комп'ютерну програму *SAPHIRE* [15].

Настання зазначеної травмонебезпечної ситуації передбачає збіг у просторі та часі різних груп небезпечних та шкідливих виробничих чинників, що мають технічну та людську природу.

До технічної групи небезпечних виробничих чинників належать: несправність домкратів, кріплень, зокрема внаслідок їх фізичного зношення і наявності експлуатаційних дефектів, застосування нестандартних захоплювачів та підставок тощо.

До групи небезпечних та шкідливих виробничих чинників, що пов'язані з людиною, належать: зниження концентрації уваги або сповільнення реакції організму механізатора на подразники виробничого довкілля під час виконання ремонтних робіт чи ТО сільськогосподарських машин та тракторів, внаслідок чого механізатор може потрапити до небезпечної зони, ненадійне закріплення деталей, механізмів та агрегатів загалом, що може призвести до їх самовільного руху і падіння.

У даній моделі настання небажаної події – головної події-наслідку залежить від наявності трьох груп небезпечних та шкідливих виробничих чинників: перебування механізатора у небезпечній зоні (*EFGH*) за зниженої концентрації уваги чи сповільненої реакції на подразники виробничого довкілля (*EFJYKLM*) та неконтрольованого, самовільного руху машини, агрегату, деталі тощо з наступним їх падінням (*EFGOPZ*) (див. рис. 1).

У свою чергу, кожна з цих груп формується шляхом поєднання та (або) перетину таких підгруп небезпечних подій (чинників): застосування нестандартних захоплювачів та підставок (*EFO*); раптовий вихід з ладу домкрата (*Z*); обривання тросів, захоплювачів, кріплень внаслідок наявності прихованих дефектів (*P*); незадовільний стан контролю з охорони праці на підприємстві (*EF*); залучення до роботи працівників з низьким рівнем професійної підготовки, зокрема з питань охорони праці (*EFG*); зниження концентрації уваги чи сповільнення реакції організму механізатора на подразники виробничого довкілля (*EFJYKLM*) через психофізіологічну втому (*EFJYKL*) або внаслідок перебування на робочому місці у стані алкогольного чи наркотичного сп'яніння (*EFM*) тощо. Аналогічно, кожна з наведених підгруп є результатом комбінації наступних первинних подій (чинників): фактична відсутність служби охорони праці на підприємстві (*E*); незадовільна діяльність служби охорони праці – не проводять належним чином

навчання та відповідні інструктажі з питань охорони праці, не контролюють технічний стан машин та обладнання з позиції їх безпеки, не відстежують професійну придатність та стан здоров'я працівників у разі прийняття на роботу тощо (F); відсутність професійно підготовлених трудових ресурсів на ринку праці, здатних працювати на машинно-тракторних агрегатах (МТА), а отже низька кваліфікація задіяних на механізованих роботах працівників (G); незадовільний матеріально-технічний стан підприємства (O); не проведення профілактичного медичного огляду, усунення несправностей чи інші причини, які змушують механізатора перебувати у небезпечній зоні (H); нестача придатних за станом здоров'я до виконання відповідних робіт працівників (Y); ненормований робочий день механізатора (J); стресові ситуації, емоційні перенапруження (K); перевищення гранично допустимого рівня шуму МТА, що призводить до втоми (L); низький рівень трудової дисципліни та культури праці механізатора – вживання алкогольних напоїв чи наркотичних речовин під час роботи (M) тощо.

1. Сміслові значення елементів логіко-імітаційної моделі перебігу травмобезпечної ситуації: «Травмування трактористів-машиністів внаслідок падіння на них деталей, механізмів та корпусів машин під час ремонтування та ТО сільськогосподарської техніки»

Найменування елементів (базових подій)	Короткий опис елементів (базових подій)	Кількісне значення елементів (базових подій)
1	2	3
E	Фактична відсутність служби охорони праці на підприємстві	0,3064
F	Незадовільна діяльність служби охорони праці (не проводять навчання та відповідні інструктажі з питань охорони праці, не контролюють технічний стан машин та обладнання з позиції їх безпечності, не контролюють професійну придатність працівників та стан їхнього здоров'я під час приймання на роботу тощо)	0,3064
G	Нестача кваліфікованих, професійно підготовлених працівників на ринку праці	0,185
H	Необхідність проведення профілактичного огляду, усунення несправностей чи інші причини, які змушують механізатора перебувати у небезпечній зоні	0,0786
Y	Нестача придатних за станом здоров'я до виконання відповідних робіт працівників	0,021
J	Ненормований робочий день механізатора	0,0125

Продовження табл. 1

1	2	3
K	Стресові ситуації, емоційні перенапруження	0,0241
L	Перевищення гранично допустимого рівня шуму МТА	0,0682
M	Низький рівень трудової дисципліни та культури праці механізатора (вживання алкоголю, психотропних чи наркотичних речовин під час роботи)	0,0228
O	Незадовільний матеріально-технічний стан підприємства	0,225
P	Обривання тросів, захоплювачів, кріплень, внаслідок наявності прихованих дефектів	0,0147
Z	Раптовий вихід з ладу домкрата	0,0294
TRAVM-MECHAN	Падіння на механізатора вантажу (машини, агрегати чи їх корпуси, деталі тощо) та його травмування	$3,56 \cdot 10^{-4}$

2. Таблиця значень мінімальних перерізів небезпечних подій

Family-> TEST Fault Tree-> TRAVM-MECHAN
Mincut Upper Bound -> 3.56E-004 This Partition -> 3.56E-004

Cut No.	% Total	% Set	Cut Frequency	Cut Sets
1	19.2	19.2	6.837E-005	E, G, H, L, O
2	38.4	19.2	6.837E-005	F, G, H, L, O
3	45.2	6.8	2.416E-005	E, G, H, K, O
4	52.0	6.8	2.416E-005	F, G, H, K, O
5	58.4	6.4	2.286E-005	E, G, H, M, O
6	64.8	6.4	2.286E-005	F, G, H, M, O
7	70.7	5.9	2.105E-005	E, G, H, O, Y
8	76.6	5.9	2.105E-005	F, G, H, O, Y
9	80.2	3.5	1.253E-005	E, G, H, J, O
10	83.7	3.5	1.253E-005	F, G, H, J, O
11	86.2	2.5	8.933E-006	E, G, H, L, Z
12	88.7	2.5	8.933E-006	F, G, H, L, Z
13	90.0	1.3	4.467E-006	E, G, H, L, P
14	91.2	1.3	4.467E-006	F, G, H, L, P
15	92.1	0.9	3.157E-006	E, G, H, K, Z
16	93.0	0.9	3.157E-006	F, G, H, K, Z
17	93.8	0.8	2.987E-006	E, G, H, M, Z
18	94.7	0.8	2.987E-006	F, G, H, M, Z
19	95.5	0.8	2.751E-006	E, G, H, Y, Z
20	96.2	0.8	2.751E-006	F, G, H, Y, Z
21	96.7	0.5	1.637E-006	E, G, H, J, Z
22	97.2	0.5	1.637E-006	F, G, H, J, Z
23	97.6	0.5	1.578E-006	E, G, H, K, P
24	98.1	0.5	1.578E-006	F, G, H, K, P
25	98.5	0.4	1.493E-006	E, G, H, M, P
26	98.9	0.4	1.493E-006	F, G, H, M, P
27	99.3	0.4	1.375E-006	E, G, H, P, Y
28	99.7	0.4	1.375E-006	F, G, H, P, Y
29	99.9	0.2	8.187E-007	E, G, H, J, P
30	100.0	0.2	8.187E-007	F, G, H, J, P

За наявності частини з названих небезпечних та шкідливих виробничих чинників, у разі поєднання їх у просторі та часі може сформуватися і настати травмонебезпечна ситуація з усіма

можливими негативними наслідками (отримання механізатором травм різного ступеню важкості). Кількісні значення ймовірностей базових (первинних) подій зазначеної логічної моделі перебігу травмонебезпечної ситуації було розраховано на основі статистичних даних про причини виробничого травматизму в АПК України [16]. Сміслові позначення цих подій представлено у табл. 1. Результати генерації мінімальних перерізів зазначеної травмонебезпечної ситуації дають підстави стверджувати, що існують два найбільш ймовірних шляхи розвитку процесу її перебігу з тридцяти можливих за участі базових подій: *E, G, H, L, O* та *F, G, H, L, O* з частотою $6,837 \cdot 10^{-5}$ кожний і загальним сумарним значенням 38,4 % (табл. 2). Аналізуючи дані розрахунку відносної значущості базових подій за критерієм Фусела-Весели можна зазначити, що в усіх тридцяти варіантах розвитку процесу перебігу травмонебезпечної ситуації беруть участь події *G* та *H*, які є найбільш значущими серед усіх інших подій (табл. 3).

3. Таблиця значень відносної значущості первинних (базових) подій за критерієм Фусела-Весели

Sorted by Fussell-Vesely Importance						
Event Name	Num. of Occ.	Probability of Failure	Fussell-Vesely Importance	Risk Reduction	Risk Increase	Risk Ratio
G	30	1.850E-001	1.000E+000	-----	5.402E+000	
H	30	7.860E-002	1.000E+000	-----	1.270E+001	
O	10	2.250E-001	8.361E-001	6.101E+000	3.878E+000	
F	15	3.064E-001	5.000E-001	2.000E+000	2.131E+000	
E	15	3.064E-001	5.000E-001	2.000E+000	2.131E+000	
L	6	6.820E-002	4.589E-001	1.848E+000	7.265E+000	
K	6	2.410E-002	1.622E-001	1.194E+000	7.561E+000	
M	6	2.280E-002	1.534E-001	1.181E+000	7.570E+000	
Y	6	2.100E-002	1.413E-001	1.165E+000	7.582E+000	
Z	10	2.940E-002	1.092E-001	1.123E+000	4.604E+000	
J	6	1.250E-002	8.410E-002	1.092E+000	7.639E+000	
P	10	1.470E-002	5.462E-002	1.058E+000	4.659E+000	

4. Таблиця значень абсолютної значущості первинних (базових) подій за критерієм Бірнбаума

Sorted by Birnbaum Importance Measure						
Event Name	Num. of Occ.	Probability of Failure	Birnbaum Importance Measure	Risk Reduction	Risk Increase	Risk Difference
H	30	7.860E-002	4.524E-003	3.563E-004	4.168E-003	
L	6	6.820E-002	2.396E-003	1.635E-004	2.232E-003	
K	6	2.410E-002	2.395E-003	5.777E-005	2.338E-003	
M	6	2.280E-002	2.395E-003	5.465E-005	2.341E-003	
Y	6	2.100E-002	2.395E-003	5.034E-005	2.345E-003	
J	6	1.250E-002	2.395E-003	2.996E-005	2.365E-003	
G	30	1.850E-001	1.924E-003	3.563E-004	1.568E-003	
O	10	2.250E-001	1.323E-003	2.979E-004	1.025E-003	
Z	10	2.940E-002	1.323E-003	3.892E-005	1.284E-003	
P	10	1.470E-002	1.323E-003	1.946E-005	1.303E-003	
F	15	3.064E-001	5.812E-004	1.781E-004	4.031E-004	
E	15	3.064E-001	5.812E-004	1.781E-004	4.031E-004	

Аналізуючи дані розрахунку абсолютної значущості базових подій за критерієм Бірнбаума можна також зазначити, що в усіх тридцяти варіантах розвитку процесу перебігу травмонебезпечної ситуації беруть участь події G та H , водночас значущість події G є меншою за значущість подій L , K , M , Y та J (табл. 4).

Ймовірність настання головної події-наслідку *Travm-Mechan* у вигляді травмування трактористів-машиністів внаслідок падіння на них деталей, механізмів та корпусів машин під час ремонтування чи ТО сільськогосподарської техніки за заданих значеннях первинних (базових) подій становитиме $P_{TRAVM-MECHAN} = 3,56 \cdot 10^{-4}$.

Зазначені результати проведених досліджень дають змогу зосередити увагу на найбільш небезпечних та несприятливих первинних (базових) подіях для розроблення ефективних профілактичних заходів щодо запобігання нещасним випадкам. Водночас, походження та характер зазначених подій зумовлює певні обмеження у плануванні працезохоронних заходів.

Зокрема, на подію H впливати складно, оскільки ця подія характеризує об'єктивний стан виробничого процесу, а саме – необхідність проведення профілактичного огляду, усунення несправностей чи інші причини, які змушують механізатора перебувати у небезпечній зоні, усунення якої є практично неможливим. Також й на події G та O вплив обмежений, оскільки брак кваліфікованих, професійно підготовлених працівників на ринку праці та незадовільний матеріально-технічний стан сільськогосподарських підприємств є реаліями сьогодення.

Тому, насамперед, потрібно спрямувати зусилля щодо зменшення ймовірності початкових значень інших системоутворювальних первинних (базових) подій, зокрема подій F та E , що полягає у наявності фахівців з охорони праці на підприємстві та належне і ефективне виконання ними своїх обов'язків. Виконані у рамках застосованої моделі розрахунки показують, що у разі покращення працезохоронної діяльності на сільськогосподарських підприємствах на 50% від наявного рівня, тобто у разі зниження ймовірності первинних (базових) подій F та E вдвічі, ймовірність настання головної небажаної події-наслідку буде дорівнювати $P_{TRAVM-MECHAN} = 1,78 \cdot 10^{-4}$.

Висновки

1. Аналіз мінімальних перерізів травмонебезпечної ситуації дозволяє визначити найбільш ймовірні шляхи розвитку процесів її перебігу за участі базових подій: E , G , H , L , O та F , G , H , L , O з частотою $6,837 \cdot 10^{-5}$ кожний і загальним сумарним значенням 38,4 %.

2. Покращення працезохоронної діяльності на сільськогосподарських підприємствах на 50% від наявного рівня дозволить знизити ймовірність настання головної події-наслідку з

теперішнього $P = 3,56 \cdot 10^{-4}$ до $P = 1,78 \cdot 10^{-4}$, а отже зменшити професійний ризик трактористів-машиністів вдвічі.

3. Кількісні дослідження небезпечних та шкідливих виробничих чинників, визначення ступеня їх впливу на процеси зародження, формування і настання травмонебезпечних ситуацій та їх наслідків, що трапляються під час експлуатації сільськогосподарської техніки, дозволяють розробляти ефективні профілактичні заходи запобігання нещасним випадкам, виходячи з об'єктивного стану виробництва, рівня науково-технічного прогресу та економічних можливостей підприємства.

Список літератури

1. *Загородних А.* Факторы, определяющие производственный травматизм на транспортных средствах в сельском хозяйстве / *А. Загородних, С. Копылов* // Сельскохозяйственная техника: обслуживание и ремонт. – 2011. – № 2. – С. 57–62.
2. *Радионов Н.* Состояние промышленной безопасности в Украине. Акценты в работе надзора / *Н. Радионов* // Промислова безпека. – 2013. – № 11. – С. 14–18.
3. *Комар А. С.* Аналіз стану охорони праці в агропромисловому комплексі України / *А. С. Комар* // Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2012. – Вип. 2. – Т. 3. – С. 75–80.
4. *Рогач Ю. П.* Напрями зниження професійного ризику в АПК / *Ю. П. Рогач, А. С. Комар* // Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2012. – Вип. 2. – Т. 2. – С. 156–162.
5. *Лапин А.* Травматизм со смертельным и тяжелым исходом в крестьянских (фермерских) хозяйствах, его причины и предупреждение / *А. Лапин, Н. Студенникова, В. Орлов* // Охрана труда и техника безопасности в сельском хозяйстве. – 2008. – № 4. – С. 23–28.
6. *Гнатюк О. А.* Моделювання впливу небезпечних виробничих чинників на показники безпеки машинно-тракторних агрегатів в умовах агропромислового виробництва імовірнісними методами / *О. А. Гнатюк, В. В. Безун* // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. – Дослідницьке, 2012. – Вип. 16 (30), кн. 2. – С. 81–96.
7. *Войналович О. В.* Охрана праці на транспортних роботах у сільському господарстві / *О. В. Войналович, О. А. Гнатюк* // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – Х., 2012. – Вып. 59. – С. 108–112.
8. *Швыряев Ю. В.* Вероятностный анализ безопасности атомных станций. Методика выполнения / *Ю. В. Швыряев*. – М.: ИАЭ им. И. В. Курчатова, 1992. – 266 с.
9. *Гражданкин А. И.* Использование вероятностных оценок при анализе безопасности опасных производственных объектов / *А. И. Гражданкин, М. В. Лисанов, А. С. Печеркин* // Безопасность труда в промышленности. – 2001. – № 5. – С. 33–36.
10. *Гражданкин А. И.* Экспертная система оценки техногенного риска опасных производственных объектов / *А. И. Гражданкин* // Безопасность жизнедеятельности. – 2001. – № 2. – С. 6–10.

11. Гнатюк О. А. Оцінка професійного ризику механізаторів при роботі на мобільних машинно-тракторних агрегатах / О. А. Гнатюк // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – Х.: ХНТУСГ, 2005. – Вип. 41. – С. 494–498.
12. Белов П. Г. Теоретические основы системной инженерии безопасности / П. Г. Белов. – К.: КМУГА, 1997. – 426 с.
13. Рябинин И. А. Надежность и безопасность структурно-сложных систем / И. А. Рябинин. – СПб.: Политехника, 2000. – 248 с.
14. Антонов Г. Н. О новых подходах к построению логико-вероятностных моделей безопасности структурно-сложных систем / Г. Н. Антонов, А. С. Можаяев // Проблемы безопасности при чрезвычайных ситуациях. – М.: ВИНТИ, 1999. – Вып. 9. – С. 14–27.
15. Імовірнісний аналіз безпеки атомних станцій (ІАБ) / В. В. Бєзун, О. В. Горбунов, І. М. Кащенко. – К., 2000. – 568 с.
16. Статистичний бюлетень «Травматизм на виробництві» [Електронний ресурс] / Державна служба статистики України. URL: <http://www.ukrstat.gov.ua>.

References

1. Zahorodnykh, A., Kopilov S. (2011). Faktori, opredelyayushchye proyzvodstvenniy travmatyzm na transportnikh sredstvakh v sel'skom khozyaystve [Determinants of occupational injuries in vehicles in agriculture]. Agricultural engineering: maintenance and repair, 2, 57–62.
2. Radyonov, N. (2013). Sostoyanye promishlennoy bezopasnosty v Ukrayne. Aktsenti v rabote nadzora [The state of industrial safety in Ukraine. The emphasis in the work of supervision]. Industrial safety, 11, 14–18.
3. Komar, A. S. (2012). Analiz stanu okhorony pratsi v ahropromyslovomu kompleksi Ukrayiny [Analysis of state of labour protection in the agricultural sector of Ukraine]. Naukovyy visnyk TDATU, Melitopol': TDATU, Vyp. 2, T. 3, 75–80.
4. Rohach, Yu. P., Komar A. S. (2012). Napryamy znyzhennya profesiynoho ryzyku v APK [Direction of reducing occupational risk in agriculture]. Naukovyy visnyk TDATU, Melitopol': TDATU, Vyp. 2, T. 2, 156–162.
5. Lapyn, A., Studennykova, N., Orlov, V. (2008). Travmatyzm so smertel'nim y tyazhelim yskhodom v krest'yanskykh (fermerskykh) khozyaystvakh, eho prychyni y preduprezhdenye [Injuries with fatal and severe outcomes in the peasant (farm), its causes and prevention]. Health and safety in agriculture, 4, 23–28.
6. Hnatyuk, O. A., Byehun, V. V. (2012). Modelyuvannya vplyvu nebezpechnykh vyrobnychykh chynnykiv na pokaznyky bezpeky mashynno-traktornykh ahrehativ v umovakh ahropromyslovoho vyrobnytstva imovirnisnymy metodamy [Modeling the impact of hazardous production factors on the safety performance of tractors in terms of agricultural production with probabilistic methods]. Technical and technological aspects of the development and testing of new equipment and technologies for agriculture of Ukraine, Doslidnyts'ke, Vyp. 16 (30), kn. 2, 81–96.
7. Voynalovych, O. V., Hnatyuk, O. A. (2012). Okhorona pratsi na transportnykh robotakh u sil's'komu hospodarstvi [Occupational safety in transport works in agriculture]. Bulletin of Kharkov National Automobile and Highway University, Kh., Vip. 59, 108–112.
8. Shviryayev, Yu. V. (1992). Veroyatnostniy analiz bezopasnosty atomnykh stantsyy. Metodyka vipolnenyya [Probabilistic analysis of safety of nuclear stations. Methods of execution]. M.: YAE ym. Y. V. Kurchatova, 266.
9. Hrazhdankyn, A. Y., Lysanov, M. V., Pecherkyn, A. S. (2001). Yspol'zovanye veroyatnostnykh otsenok pry analize bezopasnosty opasnykh proyzvodstvennykh

объектов [The use of probabilistic evaluations in the safety analysis of hazardous production facilities]. Labour Safety in industry, 5, 33–36.

10. Hrazhdankyn, A. Y. (2001). Ekspertnaya systema otsenky tekhnogennoho ryska opasnykh proizvodstvennykh ob'ektov [Expert system of estimation of technogenic risk of hazardous production facilities]. Life Safety, 2, 6–10.

11. Hnatyuk, O. A. (2005). Otsinka profesiynoho ryzyku mekhanizatoriv pry roboti na mobil'nykh mashynno-traktornykh ahrehatakh [Evaluation of occupational exposure of operators when working on mobile tractor units]. Bulletin of HNTUSH im. Peter Vasilenko, Kh.: KhNTUS·H, Vyp. 41, 494–498.

12. Belov, P. H. (1997). Teoretycheskiye osnovy systemnoy ynzheneryy bezopasnosti [Theoretical foundations of systems engineering security]. K.: KМУHA, 426.

13. Ryabynyn, Y. A. (2000). Nadezhnost' y bezopasnost' strukturno-slozhnykh system [Reliability and safety of structurally complex systems]. SPb.: Polytekhnika, 248.

14. Antonov, H. N., Mozhaev, A. S. (1999). O novykh podkhodakh k postroyeniyyu lohyko-veroyatnostnykh modeley bezopasnosti strukturno-slozhnykh system [New approaches to the construction of logico-probabilistic security models of structurally complex systems]. Problemy bezopasnosti pry chrezvichaynykh sytuatsyyakh, M.: VYNYTY, Vip. 9, 14–27.

15. Byehun, V. V., Horbunov, O. V., Kashchenko, I. M. (2000). Imovirnisnyy analiz bezpeky atomnykh stantsiy [Probabilistic safety analysis of nuclear power plants]. K., 568.

16. Statystychnyy byuleten' «Travmatyzm na vyrobnytstvi» [Elektronnyy resurs] [Statistical Bulletin "occupational injuries" : electronic resource] (2016). / Derzhavna sluzhba statystyky Ukrayiny. URL: <http://www.ukrstat.gov.ua>.

ОЦЕНКА ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО РИСКА ТРАКТОРИСТОВ-МАШИНИСТОВ ВО ВРЕМЯ РЕМОНТА И ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

А. В. Войналович, А. А. Гнатюк

Аннотация. *Оценен профессиональный риск трактористов-машинистов во время ремонта и технического обслуживания сельскохозяйственной техники с учетом степени влияния опасных производственных факторов по критериям Фусела-Веселы и Бирнбаума.*

Анализ минимальных сечений травмоопасной ситуации позволяет определить наиболее вероятные пути развития процессов ее протекания при участии базовых событий: E, G, H, L, O и F, G, H, L, O с частотой $6,837 \cdot 10^{-5}$ каждый и общим суммарным значением 38,4 %.

Улучшению трудовой деятельности на сельскохозяйственных предприятиях на 50% от существующего уровня позволит снизить вероятность наступления главного события-следствия из настоящего $G = 3,56 \cdot 10^{-4}$ до $P = 1,78 \cdot 10^{-4}$, а следовательно уменьшить профессиональный риск трактористов-машинистов вдвое.

Количественные исследования опасных и вредных производственных факторов, определение степени их влияния на

процессы зарождения, формирования и наступления травмоопасных ситуаций и их последствий, которые встречаются во время эксплуатации сельскохозяйственной техники, позволяют разрабатывать эффективные профилактические меры предотвращения несчастных случаев, исходя из объективного состояния производства, уровня научно-технического прогресса и экономических возможностей предприятия.

Ключевые слова: опасные производственные факторы, профессиональный риск, минимальные сечения опасных событий, критерии Фусела-Веселы и Бирнбаума

ASSESSMENT OF OCCUPATIONAL EXPOSURE OF TRACTOR DRIVERS DURING REPAIR AND MAINTENANCE OF AGRICULTURAL MACHINERY

O. V. Voynalovich, O. A. Hnatiuk

Abstract. *Appreciated by professional the risk of tractor drivers during the repair and maintenance of agricultural machinery, taking into account the degree of influence of dangerous production factors according to the criteria Fusel-Fun and Birnbaum.*

Analysis of the minimal cross-sections a traumatic situation allows you to determine the most probable path of development of processes of disease, with the participation of the basic events: E, G, H, L, O, and F, G, H, L, O frequency $6,837 \cdot 10^{-5}$ each and the total value of 38.4 %.

Improving labour protection standards activities in agricultural enterprises by 50% from existing level will reduce the probability of occurrence of the main event-the investigation of present $D = 3,56 \cdot 10^{-4}$ to $P = 1,78 \cdot 10^{-4}$, and hence to reduce risk of tractor drivers twice.

Quantitative research is dangerous and harmful factors, determine the degree of their influence on the processes of origin, formation and occurrence of traumatic situations and their consequences, which occur during operation of agricultural machinery, allow us to develop effective preventive measures to prevent accidents based on objective condition of production, the level of scientific and technological progress and economic capacity of the enterprise.

Keywords: *occupational hazards, professional risk, minimum cross-section of dangerous events, criterions Fussell-Vesely and Birnbaum*

**ЗМЕНШЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ
НА МЕТАЛОКОНСТРУЦІЇ ПРОЛЬОТНИХ КРАНІВ ШЛЯХОМ
ОПТИМІЗАЦІЇ ПЕРЕХІДНОГО ПРОЦЕСУ ПУСКУ КРАНА
ЗА КОМПЛЕКСНИМ КРИТЕРІЄМ**

В. С. Ловейкін, доктор технічних наук

В. В. Крушельницький, аспірант*

e-mail: lovvs@ukr.net

Анотація. *В роботі вирішена задача оптимізації перехідного процесу пуску механізму переміщення мостового крана. В якості оптимізаційного критерію використано комплексний інтегральний критерій, який включає в себе середньоквадратичне значення функції зусилля, що діє в мості крана та середньоквадратичне значення функції зусиль від коливань вантажу. Для синтезу оптимального закону руху перехідного режиму пуску крана використана тримасова динамічна модель крана, на основі якої отримано систему диференціальних рівнянь руху крана. Оптимальний режим руху крана отриманий внаслідок розв'язку диференціального рівняння шістнадцятого порядку методом коллокацій. Результати оптимізації проілюстровані графіками швидкості і рушійного зусилля кінцевих балок та фазовими портретами коливань вантажу і пружного зусилля, яке виникає у мостовій балці. В результаті проведеної оптимізації після закінчення перехідного процесу пуску крана за оптимальним законом коливальні процеси відсутні, а під час самого процесу пуску крана відхилення вантажу не перевищує 0,14 м при довжині каната 3 м. Синтезовані оптимальні закони руху можуть бути використані для розробки системи керування мостовим краном на базі мікроконтролера та частотного перетворювача, яка буде працювати в режимі реального часу. Використання такої системи дасть можливість значно зменшити коливання вантажу на гнучкому підвісі та динамічні навантаження, що діють на металоконструкції крана, і як наслідок, підвищується надійність роботи крана, зменшуються енерговитрати приводних механізмів та підвищується продуктивність і безпечність експлуатації крана.*

Ключові слова: *кран, динамічні навантаження, динамічна модель, математична модель, приведена маса, балка крана, оптимізація, комплексний критерій*

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

© В. С. Ловейкін, В. В. Крушельницький, 2016

Постановка проблеми. Під час переміщення вантажу прольотним краном металоконструкції та кранові механізми, піддаються динамічним навантаженням, які зумовлені коливаннями вантажу, що передаються на мостову балку крана. Такі процеси супроводжуються підвищеною витратою електроенергії, вони зменшують надійність крана та призводять до передчасного виходу із ладу кранових механізмів. Внаслідок цього виникає необхідність у додаткових матеріальних витратах на ремонт та обслуговування крана. Тому при роботі вантажопідйомних машин необхідно уникати небажаних факторів, які викликані динамічними навантаженнями в металоконструкціях.

Аналіз останніх досліджень. Компанією Schneider Electric [1] для механізмів горизонтального переміщення з метою зменшення динамічних навантажень на металоконструкції і механізми електроприводів запропоновано обмежити прискорення під час процесу пуску/гальмування та накладати гальма при швидкостях близьких до нуля. Також запропоновано використовувати крановий привід з асинхронним двигуном і короткозамкненим ротором при живленні від частотного перетворювача. Автори роботи [2] запропонували оптимізацією методом покоординатного спуску, суть якого полягає в почерговій зміні положень вузлів інтерполяції на певний крок від початкового положення. Варіант, при якому відхилення вантажу є мінімальними, визнається раціональним. Автори роботи [3] запропоновали алгоритм керування електроприводом підйому кранового механізму, який забезпечує автоматичне обмеження динамічних навантажень при максимально можливій швидкодії в рамках невизначеності по відношенню до маси вантажу з виключенням коливальної складової перехідного процесу. В роботі [4] запропоновано зменшити динамічні навантаження на конструкцію крана за рахунок розрахованих оптимальних гальмівних характеристик. У якості оптимізаційного критерію використано узагальнену функцію бажаності Харрінгтона. В роботі [5] досліджувались кінцеві умови, за якими коливання елементів мостового крана і вантажу закріпленого на гнучкому підвісі усуваються до кінця перехідного процесу за рахунок зменшення тривалості коливань у елементах крана. В роботі виконана оптимізація перехідного процесу руху крана за критерієм середньоквадратичного відхилення рушійного зусилля. В роботі [6] запропоновано застосовувати систему обмеження перекосу моста шляхом порівняння переміщень опор моста та систему обмеження перекосу моста на основі визначення положення опори моста відносно підкранової колії за допомогою фазі-регулятора. В роботі [7] здійснено гасіння горизонтальних пружних коливань конструкцій

мостового крана за рахунок синтезу модального регулятора. При дослідженні використовувалася двомасова динамічна модель та пакет Comsol Multiphysics. Спираючись на вище вказані дослідження пропонується зменшити динамічні зусилля, що діють на кранову балку шляхом оптимізації процес пуску за комплексним критерієм, до якого входять власні коливання вантажу та пружне зусилля, яке виникає у мостовій балці крана.

Мета досліджень. Метою даної роботи є вирішення задачі зменшення динамічних навантажень які виникають у крановому мості під час руху механізму переміщення прольотного крану шляхом оптимізації процесу пуску за комплексним критерієм.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання: виконати постановку оптимізаційної задачі; розв'язати оптимізаційну задачу; проаналізувати отримані результати.

Результати досліджень. Для проведення дослідження використано тримасову динамічну модель мостового крана із вантажем на гнучкому підвісі (рис. 1) [8].

На рис. 1 зображено приведені маси m_0 , m_1 , m відповідно приводу і кінцевих балок, кранового візка і балки, а також вантажу. Маса приводу і кінцевих балок з'єднана з приведеною масою кранового візка та балкою крана пружним елементом з жорсткістю c . До маси приводу і кінцевих балок прикладено рушійне зусилля F_p та сила опору переміщення балки крана W . В цій моделі x , x_0 , x_1 узагальнені координати центрів мас вантажу, приводу і кінцевих балок, кранового візка і балки відповідно, а l – довжина гнучкого підвісу вантажу. Динамічна модель (рис. 1) описується наступною системою диференціальних рівнянь руху [8] (крапка над символом означає диференціювання за часом):

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

Функція внутрішнього зусилля, що діє на міст крана, описується таким виразом:

$$F_m = c(x_0 - x_1). \quad (2)$$

Функція зусиль, що виникають від коливань вантажу має вигляд:

$$F_e = \frac{mg}{l}(x_1 - x). \quad (3)$$

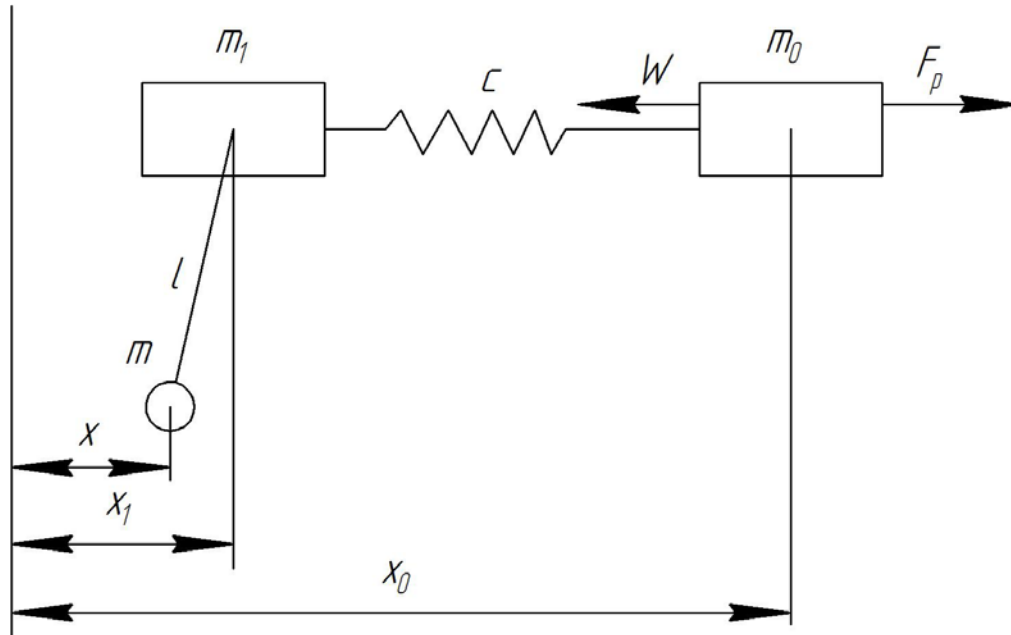


Рис. 1. Тримасова динамічна модель мостового крана.

Для визначення залежностей переміщення, швидкості та прискорення зведеної маси мостової балки використовуємо систему диференціальних рівнянь (1):

$$x_1 = x + \frac{l}{g} \ddot{x}, \quad (4)$$

$$\dot{x}_1 = \dot{x} + \frac{l}{g} \ddot{x}, \quad (5)$$

$$\ddot{x}_1 = \ddot{x} + \frac{l}{g} \ddot{x}. \quad (6)$$

Для кінцевих балок:

$$x_0 = m_1 \frac{l}{cg} \ddot{x} + \left(\frac{m + m_1}{c} + \frac{l}{g} \right) \ddot{x} + x = x + \left(\frac{m + m_1}{c} + \frac{l}{g} \right) \ddot{x} + \frac{m_1 l}{cg} \ddot{x}, \quad (7)$$

$$\dot{x}_0 = \dot{x} + \left(\frac{m + m_1}{c} + \frac{l}{g} \right) \ddot{x} + \frac{m_1 l}{cg} \ddot{x}, \quad (8)$$

$$\ddot{x}_0 = \ddot{x} + \left(\frac{m + m_1}{c} + \frac{l}{g} \right) \ddot{x} + \frac{m_1 l}{cg} \ddot{x}. \quad (9)$$

Для реалізації закону переміщення кінцевих балок з урахуванням виразу (8) крайові умови матимуть вигляд:

$$\begin{cases} t = 0; x = 0; \dot{x} = 0; \ddot{x} = 0; \ddot{x} = 0; \ddot{x} = 0; x = 0; x = 0; \\ t = t_1; x = \frac{Vt_1}{2}; \dot{x} = V; \ddot{x} = 0; \ddot{x} = 0; \ddot{x} = 0; x = 0; x = 0. \end{cases} \quad (10)$$

де: t – час; t_1 – тривалість пуску; V – устелена швидкість мостової балки.

У якості оптимізаційного критерію використаємо комплексний критерій, в який входять середньоквадратичне значення функції зусилля (2), що діє в мості крана та середньоквадратичне значення функції зусиль від власних коливань вантажу (3). Такий критерій являє собою інтегральний функціонал, який необхідно мінімізувати:

$$I_{\dot{F}} = \left\{ \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} [\delta_1 (c(x_0 - x_1))^2 + \delta_2 \left(\frac{mg}{l} (x_1 - x) \right)^2] dt \right\}^{\frac{1}{2}} \rightarrow \min. \quad (11)$$

Тут δ_1 і δ_2 – вагові коефіцієнти, які визначають квадратичні значення зусилля в мостовій балці і від коливань вантажу відповідно. Підставимо у вираз (11) вирази (4) і (7), в результаті чого будемо мати.

$$I_{\dot{F}} = \left\{ \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \left[\delta_1 \left(c \left(\left(x + \left(\frac{m+m_1}{c} + \frac{l}{g} \right) \cdot \ddot{x} + \frac{m_1 \cdot l}{c \cdot g} \cdot x \right) - \left(x + \frac{l}{g} \cdot \ddot{x} \right) \right) \right)^2 + \delta_2 \left(\frac{m \cdot g}{l} \left(\left(x + \frac{l}{g} \cdot \ddot{x} \right) - x \right) \right)^2 \right] dt \right\}^{\frac{1}{2}} \rightarrow \min. \quad (12)$$

Умовою мінімуму критерію (12) є рівняння Ейлера-Пуасона [9]:

$$\sum_{i=0}^n (-1)^i \frac{d^i \partial f}{dt^i \partial x^{(i)}} = 0, \quad i = 0, \dots, n. \quad (13)$$

Після підстановки підінтегрального виразу з (12) в рівняння (13) отримаємо:

$$g \cdot ((m + m_1)^2 \cdot \delta_1 + m^2 \cdot \delta_2) \cdot x + 2 \cdot l \cdot m_1 \cdot \overset{IV}{x} \cdot (m + m_1) \cdot \delta_1 \cdot x + \frac{l^2 \cdot m_1^2 \cdot \delta_1 \cdot \overset{VIII}{x}}{g} = 0. \quad (14)$$

Рівняння (14) не забезпечує крайові умови (10), тому в критерій (12) вносимо додаткову складову $\overset{IV}{x}$ з незначним ваговим коефіцієнтом:

$$I_{\dot{F}} = \left\{ \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \left[\delta_1 \left(c \left(\left(x + \left(\frac{m+m_1}{c} + \frac{l}{g} \right) \cdot \ddot{x} + \frac{m_1 \cdot l}{c \cdot g} \cdot x \right) - \left(x + \frac{l}{g} \cdot \ddot{x} \right) \right) \right)^2 + \delta_2 \left(\frac{m \cdot g}{l} \left(\left(x + \frac{l}{g} \cdot \ddot{x} \right) - x \right) \right)^2 + (1 - \delta_1 + \delta_2) \overset{IV}{x}^2 \right] dt \right\}^{\frac{1}{2}} \rightarrow \min. \quad (15)$$

Тоді рівняння Ейлера-Пуасона для функціонала (15) після перетворень матиме вигляд:

$$\overset{XVI}{x} + A_1 \overset{VIII}{x} + A_2 \overset{VI}{x} + A_3 \overset{IV}{x} = 0. \quad (16)$$

де: A_1, A_2, A_3 – постійні коефіцієнти які визначаються залежностями:

$$A_1 = \frac{l^2 \cdot m_1^2 \cdot \delta_1}{g^2 (\delta_1 + \delta_2 - 1)}, \quad (17)$$

$$A_2 = \frac{2 \cdot l \cdot m_1 (m + m_1) \cdot \delta_1}{g \cdot (\delta_1 + \delta_2 - 1)}, \quad (18)$$

$$A_3 = \frac{(1 - \delta_1 - \delta_2) \cdot ((m + m_1)^2 \cdot \delta_1 + m^2 \cdot \delta_2)}{(\delta_1 + \delta_2 - 1)^2}. \quad (19)$$

Рівняння (16) аналітично розв'язати не вдається, тому використовуємо метод коллокацій для наближеного розв'язку [10].

У відповідності до методу коллокацій будемо вимагати рівності сформованої нев'язки рівняння Ейлера-Пуассона у моменти часу $\frac{t_1 \cdot k}{5}$ ($k = 1, 2, 3, 4$).

Ця вимога математично записується у вигляді системи алгебраїчних рівнянь:

$$L(x) \Big|_{t=\frac{t_1 \cdot k}{5}}, \quad k = 1, 2, 3, 4, \quad (20)$$

де: L – оператор, який відповідає рівнянню (16).

Оптимізація проводилась з використанням крайових умов (10) виразів (4)–(9) та наступних параметрів: $m=3200 \text{ кг}$; $m_0=546 \text{ кг}$; $l=3 \text{ м}$; $m_1=669 \text{ кг}$; $c=69 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$; $g=9.81 \text{ м/с}^2$; $V=0.7 \text{ м/с}$; $t_1=3 \text{ с}$; $W=596 \text{ Н}$; $\delta_1=0.399$; $\delta_2=0.6$.

Для отриманого наближеного розв'язку оптимізаційної задачі побудуємо графіки, які характеризують перехідний процес пуску прольотного крана, а саме графіки швидкості та рушійного зусилля кінцевих балок (рис. 2).

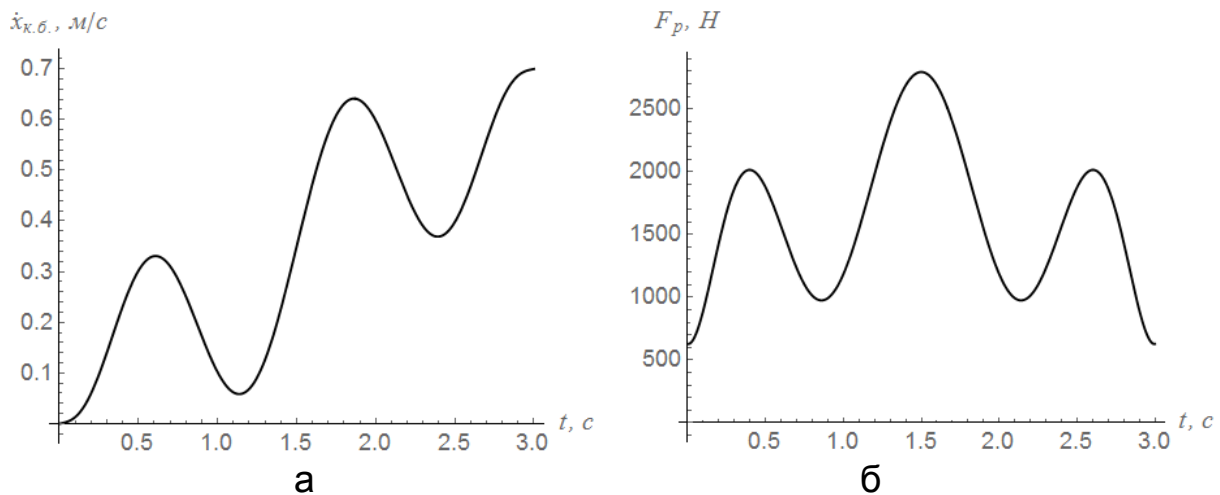


Рис. 2. Графік зміни: а) швидкості кінцевих балок крана; б) рушійного зусилля.

Для оцінки коливальних процесів та динамічних навантажень на металоконструкцію при оптимальному режимі руху крана побудуємо фазові портрети коливань вантажу та пружного зусилля в мостовій балці крана (рис. 3).

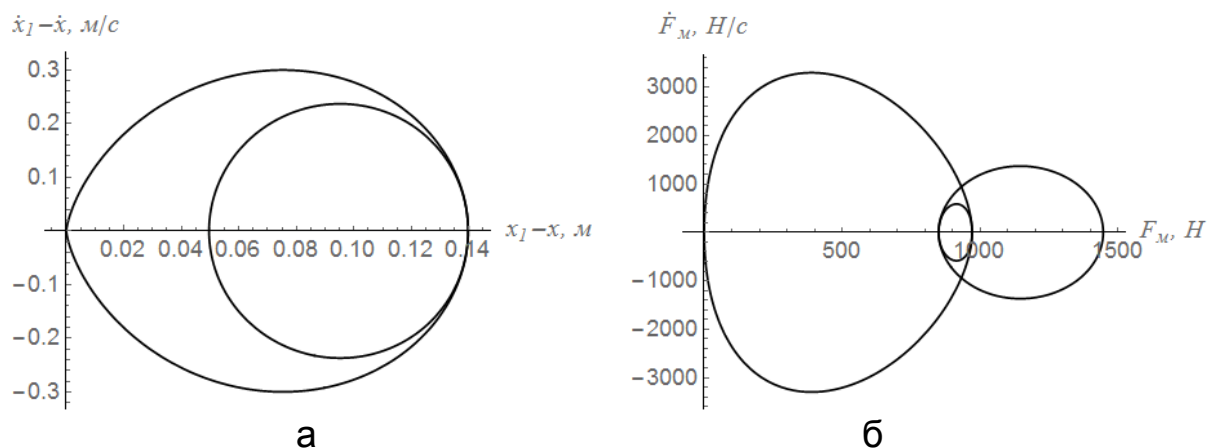


Рис. 3. Фазові портрети коливань: а) вантажу; б) пружного зусилля в мостовій балці крана.

Висновок. На основі математичної моделі динаміки руху мостового крана із вантажем на гнучкому підвісі здійснено оптимізацію режиму пуску за комплексним критерієм. Розв'язок варіаційної задачі отримано наближеним методом. Розгін крана за отриманим законом швидкості переміщення кінцевих балок дає змогу зменшити коливання зусилля в мостовій балці крана, а також коливання вантажу відносно моста. Слід відмітити, що після закінчення процесу пуску коливальні процеси відсутні.

Список літератури

1. Попов Е. В. Техническая коллекция Schneider Electric "Проектирование электроприводов крановых механизмов" [Електронний ресурс] / Евгений Владимирович Попов. – 2009. – Режим доступа до ресурсу: http://www.opsecat.schneider-electric.com/cut.CatalogueRetrieverServlet/CatalogueRetrieverServlet?fct=get_element&env=publish&scp_id=Z009&el_typ=rendition&cat_id=DESIGNER_RUSSIA&maj_v=1&min_v=8&nod_id=0000000003&doc_id=H397208&frm=pdf&usg=&dwnl=true.
2. Хиценко Н. В. Оптимизация переходных режимов движения грузовой тележки пролетного крана / Н. В. Хиценко, А. И. Хиценко, С. Р. Бежин // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Сер.: Гірничо-електромеханічна. – 2013. – Вип. 2. – С. 280–286.
3. Завьялов З. М. Автоматическое ограничение динамических нагрузок электропривода подъема мостового крана / З. М. Завьялов, В. В. Гусев // Известия Томского политехнического университета. – 2011. – С. 151–154.
4. Будиков Л. Я. Метод расчета оптимальных тормозных характеристик механизмов передвижения грузоподъемных кранов / Л. Я. Будиков, Р. В. Шишкин // Наукові вісті Дніпровського університету, Авторські статті співробітників СНУ ім. В. Даля. – 2012. – №7. – С. 89.
5. Ловейкін В. С. Встановлення та аналіз умов усунення коливань елементів динамічної системи «мостовий кран вантаж» / В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич, В. А. Голдун // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. – 2012. – №10, т. 2 (59). – С. 12–17.
6. Щедринов А. В. Исследование работы систем ограничения перегиба моста и систем демпфирования колебаний груза мостовых кранов / А. В. Щедринов,

- А. А. Коврыжкин // Электротехнические комплексы и системы управления. – 2010. – №3. – С. 52–55.
7. Толочко О. И. Гашение горизонтальных упругих колебаний конструкции мостового крана / О. И. Толочко, Д. В. Бажутин, П. Палис // Електротехнічні і енергозберігаючі системи. – 2012. – №3. – С. 336–339.
8. Гайдамака В. Ф. Грузоподъемные машины / В. Ф. Гайдамака. – К.: Выща школа, 1989. – 328 с.
9. Цлаф Л. Я. / Вариационное исчисление и интегральные уравнения / Л. Я. Цлаф. – М.: Наука, 1970. – С. 92–94.
10. Черненко В. Д. Высшая математика в примерах и задачах: в 3 т. Т. 2 / В. Д. Черненко. – СПб.: Политехника, 2003. – 476 с.

References

1. Попов, Е. В. (2009). Tekhnicheskaya kolleksyaya Schneider Electric "Proektyrovanye elektropriyvodov kranovikh mekhanizmov" [Elektronnyy resurs] [Technical collection of Schneider Electric. Design of electric drives of crane mechanisms : electronic resource]. Evhenyy Vladymyrovych Popov. Rezhym dostupu do resursu: http://www.ops-ecat.schneider-electric.com/cut.CatalogueRetrieverServlet/CatalogueRetrieverServlet?fct=get_element&env=publish&scp_id=Z009&el_typ=rendition&cat_id=DESIGNER_RUSSIA&maj_v=1&min_v=8&nod_id=0000000003&doc_id=H397208&frm=pdf&usg=&dwnl=true.
2. Khytsenko, N. V., Khytsenko, A. Y., Bezhyh, S. R. (2013). Optymyzatsyya perekhodnykh rezhymov dvizhenyya hruzovoy telezhky prolezhnoho kрана [Optimization of transitional modes of movement of cargo best deals, best price span of the crane]. Cientific papers of Donetsk national technical University. Ser.: Mountain-Electromechanical, Vyp. 2, 280–286.
3. Zav'yalov, Z. M., Husev V. V. (2011). Avtomatycheskoe ohranychenye dynamicheskyykh nahruzok elektropriyvida podema mostovoho kрана [Automatic limitation of dynamic loads of electric hoist bridge crane]. Proceedings of Tomsk Polytechnic University, 151–154.
4. Budykov, L. Ya., Shyshkyn, R. V. (2012). Metod rascheta optymal'nykh tormoznykh kharakterystyk mekha-nizmov peredvizhenyya hruzopodemnykh kранов [Calculation method of optimum braking of the mechanisms of movement of cranes]. Cientific papers of Donetsk National Technical University. Ser.: Mountain-Electromechanical, 7, 89.
5. Loveykin, V. S., Romasevych, Yu. O., Holdun, V. A. (2012). Vstanovlennyya ta analiz umov usunennyya kolyvan' elementiv dynamichnoyi systemy «mostovyy kран vantazh» [Finding and analysis of conditions of elimination of fluctuations of elements of a dynamical system "bridge crane cargo"]. Collection of scientific works of Vinnytsia National Agrarian University, 10, t. 2 (59), 12–17.
6. Shchedrynov, A. V., Kovrizhyn, A. A. (2010). Ysledovanye raboti system ohranychenyya perekosa mosta y system dempfyrovanyya kolebanyy hruza mostovikh kранов [Research of the systems limitations of a skewed bridge and the system damping oscillations of the load bridge cranes]. Electrical complexes and systems of control, 3, 52–55.
7. Tolochko, O. Y., Bazhutyn, D. V., Palys, P. (2012). Hashenyye horizontal'nykh upruhykh kolebanyy konstruksyy mostovoho kрана [The horizontal damping of elastic vibrations of the bridge crane structures]. Electrical and energy saving systems, 3, 336–339.
8. Haydamaka, V. F. (1989). Lifting machines. K.: Vishcha shkola, 328.
9. Tslaf, L. Ya. (1970). Calculus of variations and integral equations. M.: Nauka, 92–94.
10. Chernenko, V. D. (2003). Higher mathematics examples and problems: v 3 t. T. 2. SPb.: Polytekhnika, 476.

УМЕНЬШЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК НА МЕТАЛОКОНСТРУЦИИ ПРОЛЕТНЫХ КРАНОВ ПУТЕМ ОПТИМИЗАЦИИ ПЕРЕХОДНОГО ПРОЦЕССА ПУСКА КРАНА ПО КОМПЛЕКСНЫМ КРИТЕРИЕМ

В. С. Ловейкин, В. В. Крушельницкий

Аннотация. В работе решена задача оптимизации переходного процесса пуска механизма перемещения мостового крана. В качестве оптимизационного критерия использован комплексный интегральный критерий, который включает в себя среднеквадратическое значение функции усилия, действующее в мосту крана и среднеквадратическое значение функции усилий от колебаний груза. Для синтеза оптимального закона движения переходного режима пуска крана использована трёхмассовая динамическая модель крана, на основе которой получена система дифференциальных уравнений движения крана. Оптимальный режим движения крана полученный в результате решения дифференциального уравнения шестнадцатого порядка методом коллокации. Результаты оптимизации проиллюстрированы графиками скорости и движущего усилия концевых балок и фазовыми портретами колебаний груза и упругого усилия, возникающего в мостовой балке. В результате проведенной оптимизации после окончания переходного процесса пуска крана по оптимальным законом колебательные процессы отсутствуют, а во время самого процесса пуска крана отклонения груза не превышает 0,14 м при длине каната 3 м. Синтезированные оптимальные законы движения могут быть использованы для разработки системы управления мостовым краном на базе микроконтроллера и частотного преобразователя, которая будет работать в режиме реального времени. Использование такой системы позволит значительно уменьшить колебания груза на гибком подвесе и динамические нагрузки, действующие на металлоконструкции крана, и как следствие, повышается надежность работы крана, уменьшаются энергозатраты приводных механизмов и повышается производительность и безопасность эксплуатации крана.

Ключевые слова: кран, тележка, динамические нагрузки, динамическая модель, математическая модель, приведенная масса, балка крана, оптимизация

REDUCTION OF DYNAMIC LOADS ON METAL CONSTRUCTION SPAN CRANES BY OPTIMIZING TRANSITION PROCESS OF START-UP OF CRANE ON COMPLEX CRITERIA

V. S. Loveikin, V. V. Krushelnitsky

Abstract. In work, the task optimization transition process of launch the mechanism movement of the bridge crane is solved. As

optimization criterion, the complex integrated criterion that includes average value of function the effort operating in the bridge of the crane and average value of function efforts from fluctuations of freight is used. For synthesis of the optimum law of movement of the transitional mode of launch of the crane, the three mass dynamic model of the crane on the basis of which the system of the differential equations movement of the crane is received is used.

The optimum mode of movement of the crane received as a result of the solution of the differential equation of the sixteenth order by a collocation method. Results of optimization are illustrated with schedules of speed and driving effort of trailer beams and phase portraits of fluctuations of the freight and elastic effort arising in a bridge beam. As a result of the performed optimization after the end of transition process of launch of the crane on the optimum law oscillatory processes are absent, and during the process of launch of the crane of a deviation of freight doesn't exceed 0,14 m with a length rope of 3 m.

The synthesized optimum laws of movement can be used for development of the system of control of the bridge crane based on the microcontroller and the frequency converter that will work in real time. Use of such system will allow reducing considerably fluctuations of freight on a flexible suspension and the dynamic loads operating on a crane metal construction, and as a result, reliability of operation of the crane increases, energy costs of driving mechanisms decrease and performance and safety of operation of the crane increases.

Keywords: crane, dynamic loadings, dynamic model, mathematical model, reduced weight, crane beam, optimization, complex criterion

УДК 631.33.02

ВИЗНАЧЕННЯ ЯКОСТІ ВИСІВУ НАСІННЯ ПНЕВМОМЕХАНІЧНИМ ВИСІВНИМ АПАРАТОМ З ПЕРИФЕРІЙНИМ РОЗТАШУВАННЯМ КОМІРОК ТА ІНЕРЦІЙНИМ ВИДАЛЕННЯМ ЗАЙВОГО НАСІННЯ

**К. В. Васильковська, О. М. Васильковський, М. М. Петренко,
кандидати технічних наук
Кіровоградський національний технічний університет
e-mail: vasilkovskakv@ukr.net**

Анотація. Проведена серія досліджень пневмомеханічного висівного апарата з периферійним розташуванням комірок на

© К. В. Васильковська, О. М. Васильковський, М. М. Петренко, 2016

optimization criterion, the complex integrated criterion that includes average value of function the effort operating in the bridge of the crane and average value of function efforts from fluctuations of freight is used. For synthesis of the optimum law of movement of the transitional mode of launch of the crane, the three mass dynamic model of the crane on the basis of which the system of the differential equations movement of the crane is received is used.

The optimum mode of movement of the crane received as a result of the solution of the differential equation of the sixteenth order by a collocation method. Results of optimization are illustrated with schedules of speed and driving effort of trailer beams and phase portraits of fluctuations of the freight and elastic effort arising in a bridge beam. As a result of the performed optimization after the end of transition process of launch of the crane on the optimum law oscillatory processes are absent, and during the process of launch of the crane of a deviation of freight doesn't exceed 0,14 m with a length rope of 3 m.

The synthesized optimum laws of movement can be used for development of the system of control of the bridge crane based on the microcontroller and the frequency converter that will work in real time. Use of such system will allow reducing considerably fluctuations of freight on a flexible suspension and the dynamic loads operating on a crane metal construction, and as a result, reliability of operation of the crane increases, energy costs of driving mechanisms decrease and performance and safety of operation of the crane increases.

Keywords: crane, dynamic loadings, dynamic model, mathematical model, reduced weight, crane beam, optimization, complex criterion

УДК 631.33.02

ВИЗНАЧЕННЯ ЯКОСТІ ВИСІВУ НАСІННЯ ПНЕВМОМЕХАНІЧНИМ ВИСІВНИМ АПАРАТОМ З ПЕРИФЕРІЙНИМ РОЗТАШУВАННЯМ КОМІРОК ТА ІНЕРЦІЙНИМ ВИДАЛЕННЯМ ЗАЙВОГО НАСІННЯ

**К. В. Васильковська, О. М. Васильковський, М. М. Петренко,
кандидати технічних наук
Кіровоградський національний технічний університет
e-mail: vasilkovskakv@ukr.net**

Анотація. Проведена серія досліджень пневмомеханічного висівного апарата з периферійним розташуванням комірок на

© К. В. Васильковська, О. М. Васильковський, М. М. Петренко, 2016

висівному диску та пасивним пристроєм для видалення зайвого насіння інерційним способом на насінні цукрових буряків, визначено вплив розрідження у вакуумній камері висівного апарата, колової швидкості комірок висівного диска, швидкості руху посівного агрегату на коефіцієнт варіації розміщення насіння в рядку. Конструкція нового пневмомеханічного висівного апарата дозволяє значно знизити вакуум в системі, збільшив при цьому колову швидкість комірок висівного диска до значень поступальної швидкості посівного агрегату, тим самим забезпечити сталу точку скидання насіння з висівного диска та однакові траєкторії їх польоту до борозни при якісному заповненні комірок. Запропонований висівний апарат збільшує технологічну ефективність висіву насіння просапних культур та зменшує енергоємність процесу.

Ключові слова: *пневмомеханічний висівний апарат, висівний диск, експеримент, коефіцієнт варіації, розрідження, колова швидкість комірок, поступальна швидкість*

Постановка проблеми. Пошук нових технологій та засобів механізації з метою збереження родючості ґрунтів, зменшення ресурсовитрат і збереження навколишнього середовища є запорукою майбутнього врожаю та добробуту країни.

Сучасні пневмомеханічні висівні апарати точного висіву, попри довгу історію їх створення і вдосконалення, мають ряд недоліків, основними з яких є: недостатня дозуюча здатність, викликана обмеженістю колової швидкості висівного диска ($V_k \leq 0,5$ м/с) і наявність випадкового неконтрольованого перерозподілу інтервалів між насінинами в борозні, внаслідок великої відносної швидкості насіння при контакті з останньою під час руху сівалки на номінальних швидкостях ($V_c = 1,5 \dots 2,5$ м/с). Усунення зазначених недоліків досягається шляхом збільшення колової швидкості висівного диска і узгодження її з поступальною швидкістю сівалки [1–5].

Аналіз останніх досліджень. Однак, в конструкціях сучасних пневмомеханічних висівних апаратів вирішити дану задачу технологічно неможливо, оскільки це погіршує утворення однонасінневого потоку насіння ще на початковому етапі його формування.

Якість дозування насіння до борозни залежить, в першу чергу, від рівномірності розташування насінин на висівному диску. Тому підхід до обрання форми отворів диска є визначальною початковою умовою рівномірного дозування [6, 7].

З метою підвищення ефективності точного висіву насіння на кафедрі сільськогосподарського машинобудування Кіровоградського

національного технічного університету розроблено дослідний зразок секції нової пневмомеханічної сівалки для точного висіву насіння просапних культур (рис. 1) [1–4].

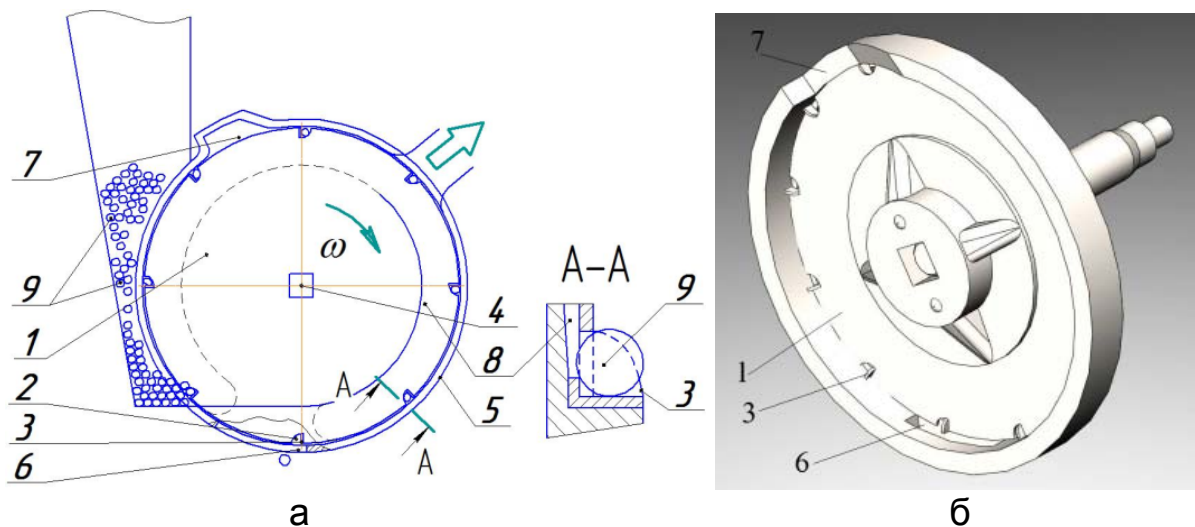


Рис. 1. Пневмомеханічний висівний апарат: 1 – висівний диск; 2 – комірка; 3 – лопатка; 4 – приводний вал; 5 – корпус; 6 – висівне вікно; 7 – пасивний пристрій для видалення зайвого насіння; 8 – вакуумна камера; 9 – насіння; а – схема; б – трьохвимірна модель.

Результати досліджень. Головною особливістю нового висівного апарата (рис. 1) є використання висівного диска з периферійним розташуванням комірок, за якими на його внутрішній поверхні розмішені лопатки для примусового захоплення насіння диском в робочій камері та подальшого його транспортування до зони скидання. Для видалення зайвого насіння з комірок висівного диска у верхній частині циліндричної поверхні корпусу виконано пасивний пристрій у вигляді порожнини, до якої потрапляють зайві насінини і, відокремлюючись від диска, повертаються до зони заповнення. В нижній частині поверхні корпусу виконано висівне вікно, яке забезпечує вільне випадіння насіння до борозни.

Для визначення раціональних параметрів та режимів роботи висівного апарата використовувався метод планування багатофакторного експерименту. Метою даної серії дослідів була реалізація матриці центрального композиційного плану 2^3 +зіркові точки, в результаті чого встановлено вплив чинників ΔP , V_k , V_c та отримані раціональні параметри та режими роботи висівного апарата з периферійним розташуванням комірок для забезпечення максимальної ефективності висіву насіння просапних культур.

Цей етап експериментальних досліджень надавав можливість оцінити розподіл інтервалів насіння в рядку, для чого

використовувався диск з периферійними розташуванням комірок, кількість яких з дорівнювала 4 шт.

Визначено основні рівні та інтервали варіювання факторів для висіву цукрових буряків при визначенні коефіцієнта варіації (табл. 1).

1. Рівні факторів при висіві насіння цукрових буряків висівним апаратом з периферійно розташованими комірками на висівному диску

Фактор	Натуральне позначення	Кодове позначення	Інтервал варіювання	Рівні варіювання								
				натуральні				кодовані				
				зіркові точки	верхні	нульові	зіркові точки	зіркові точки	верхній	нульові	нижні	зіркові точки
Розрідження у вакуумній камері,кПа	ΔP	x_1	$\pm 0,075$	0,351	0,300	0,225	0,098	+1,68	+1	0	-1	-1,68
Колова швидкість комірок, м/с	V_{κ}	x_2	$\pm 0,5$	2,840	2,500	2,000	1,159	+1,68	+1	0	-1	-1,68
Швидкість руху липкої стрічки, м/с	V_c	x_3	$\pm 0,42$	2,546	2,260	1,840	1,138	+1,68	+1	0	-1	-1,68

Розрідження у вакуумній камері вибрано на основі рекомендацій досліджень [8–14], результатів першого етапу досліджень [8–14] та з урахуванням теоретичних досліджень [6, 15, 16], відповідно до яких $\Delta P=0,15; 0,3$ кПа та додатково $\Delta P=0,225$ кПа. Колову швидкість комірок V_k вибрано на основі рекомендацій досліджень [8–14], результатів першого етапу досліджень [8–14] та результатів теоретичних досліджень [6, 15, 16], відповідно до яких $V_k=1,5; 2,5$ м/с та додатково $V_k=2$ м/с.

Швидкість руху липкої стрічки V_c вибрано на основі рекомендацій досліджень [8–12] та результатів теоретичних досліджень [6, 15, 16], відповідно до яких $V_c=1,423; 2,26$ м/с та додатково $V_c=1,84$ м/с.

Кут розкриття порожнини пасивного пристрою для видалення зайвого насіння в дослідах становив $\varepsilon=25^\circ$ [15, 16].

Отримані результати реалізації матриці планування експерименту наведено в табл. 2.

Для обробки експериментальних даних застосовували пакет *Statistica 6.0* [17, 18]. в результаті чого проведено побудову статистичної математичної моделі для коефіцієнта варіації розміщення насіння в борозні ν , ($Y_2 = \nu$).

2. Результати реалізації матриці планування експерименту 2^4

Номер досліджу	Фактори			Критерій
	Розрідження в вакуумній камері; ΔP , кПа	Колова швидкість комірок висівного диска; V_k , м/с	Швидкість руху стрічки; V_c , м/с	Коефіцієнт варіації; V , %
	x_1	x_2	x_3	Y_2
1	2	3	4	5
1	0,15	1,5	1,463	10,37
2	0,3	1,5	1,463	7,41
3	0,15	2,5	1,463	8,46
4	0,3	2,5	1,463	25,53
5	0,15	1,5	2,26	25,38
6	0,3	1,5	2,26	25,14
7	0,15	2,5	2,26	57,16
8	0,3	2,5	2,26	36,66
9	0,098	2	1,842	37,92
10	0,351	2	1,842	31,62
11	0,225	1,159	1,842	5,36
12	0,225	2,84	1,842	12,14
13	0,225	2	1,138	19,22
14	0,225	2	2,546	16,35
15	0,225	2	1,842	18,61
16	0,225	2	1,842	18,73

Отримано рівняння регресії:

$$Y_2 = 18,134 - 1,309x_1 + 5,263x_2 + 6,217x_3 + 6,659x_1^2 - 2,495x_2^2 + 0,787x_3^2 - 0,028x_1x_2 - 4,333x_1x_3 + 3,493x_2x_3 \quad (1)$$

Побудовано поверхні відгуку та лінії рівного виходу для коефіцієнта варіації розміщення насіння в борозні v (рис. 2).

Аналіз поверхонь відгуку та ліній рівного виходу для оптимального значення коефіцієнта варіації розміщення насіння в борозні v , дає можливість визначити раціональні значення досліджуваних факторів, а саме:

- величина раціонального розрідження у вакуумній камері $x_1 \rightarrow \Delta P$, повинна знаходитись в межах від 0,20 до 0,30 кПа;

- величина раціонального розрідження у вакуумній камері $x_1 \rightarrow \Delta P$, знаходиться в межах від 0,2 до 0,3 кПа;

- раціональна колова швидкість комірок висівного диска $x_2 \rightarrow V_k$, знаходиться в межах від 2,0 до 2,5 м/с;

- раціональна швидкість руху стрічки (сівалки) $x_3 \rightarrow V_c$, знаходиться в межах від 1,0 до 2 м/с.

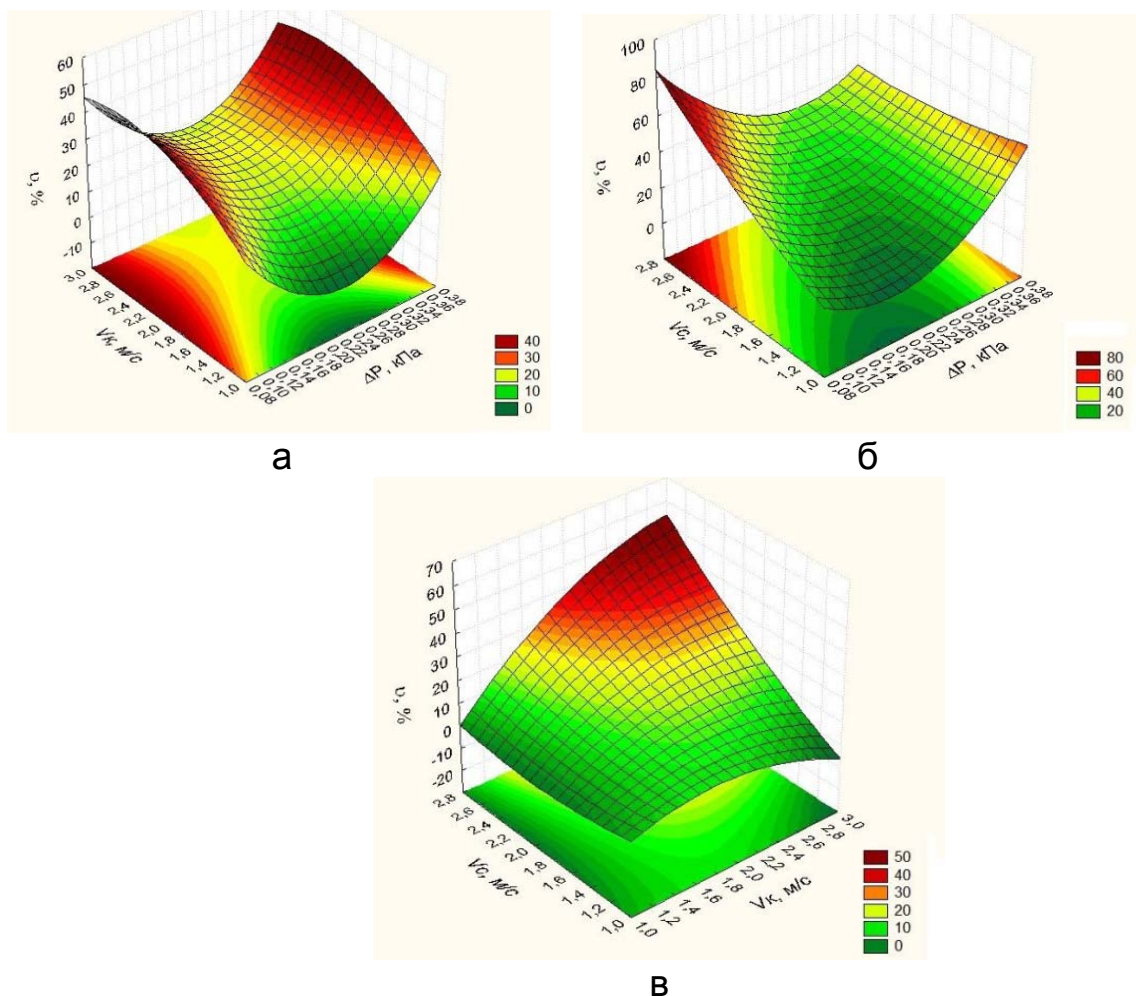


Рис. 2. Поверхні відгуку та лінії рівного виходу для коефіцієнта варіації розміщення насіння в борозні: а – для $Y_2=f(x_1, x_2)$; б – для $Y_2=f(x_1, x_3)$; в – для $Y_2=f(x_2, x_3)$.

Висновки

1. Конструкція досліджуваного пневмомеханічного апарата дозволяє збільшити колову швидкість комірок, узгодивши її із поступальною швидкістю посівного агрегату в значній мірі зменшити розрідження у вакуумній камері.

2. Тобто, запропонований висівний апарат збільшує технологічну ефективність висіву насіння просапних культур та зменшує енергоємність процесу.

Список літератури

1. Пат. 77191 У Україна, МПК A01C 7/04 (2006.01). Пневмомеханічний висівний апарат / Петренко М. М., Васильковський М. І., Васильковська К. В. ; заявник і патентотримач Кіровоградський національний технічний університет – №u201203339; заявл. 20.03.2012; опубл. 11.02.2013, Бюл. № 3.
2. Петренко М. М. Вдосконалення пневмомеханічного висівного апарата для точного висіву насіння просапних культур [Текст] / М. М. Петренко, М. І. Васильковський, К. В. Васильковська // Вісник Харківського національного

- технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка, Т. 1 «Механізація сільськогосподарського виробництва». Вип. 107. – Харків: ХНТУСГ ім. П. Василенка, 2011. – С. 359–363.
3. *Петренко М. М.* До обґрунтування параметрів пневмомеханічного висівного апарата с периферійним розташуванням комірок для точного висіву насіння просапних культур [Текст] / *М. М. Петренко, М. І. Васильковський, К. В. Васильковська* // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – 2011. – Вип. 41, ч. 1. – С. 288–293.
4. *Васильковська К. В.* До обґрунтування параметрів пневмомеханічного висівного апарата с периферійним розташуванням комірок для точного висіву насіння просапних культур [Текст] / *К. В. Васильковська* // «Розвиток наукових досліджень '2012»: матеріали VIII міжн. наук.-практ. конф., Т. 11. – Полтава: ІнтерГрафіка, 2012. – С. 26–27.
5. *Sydorchuk O.* Impact of meteorological conditions on the need in adaptive performing of technological operations of soil tillage and crop sowing / *O. Sydorchuk, P. Lub, O. Malanchuk* // EconTechMod: an international quarterly journal on economics in technology, new technologies and modelling processes. – Lublin ; Rzeszow, – Volum 3, nomber 4. – 35–39.
6. *Васильковська К. В.* Вплив форми і типу комірок висівного диска на якість дозування насіння [Текст] / *К. В. Васильковська, О. М. Васильковський* // Східноєвропейський журнал новітніх технологій. Vol 6, No 7 (72) (2014). – Харків: Технологічний центр, 2014. – С. 33–36.
7. *Васильковська К. В.* Обґрунтування параметрів універсального пневмомеханічного висівного апарата точного висів у: дис. на здоб. наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.11. «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва» / *К. В. Васильковська*. – Кіровоград, 2014.
8. *Васильковська К. В.* Експериментальні дослідження пневмомеханічного висівного апарата з периферійним розташуванням комірок для висіву насіння просапних культур [Текст] / *К. В. Васильковська* // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Вип. 42, ч. 2. – Кіровоград: КНТУ, 2012. – С. 142–147.
9. *Васильковская Е. В.* Исследование пневмомеханического высевяющего аппарата с периферийным расположением ячеек для точного посева семян пропашных культур [Текст] / *Е. В. Васильковская, Н. Н. Петренко, М. И. Васильковский* // Вестник аграрной науки Дона №2 (22) 2013. – Зерноград: ФГБОУ ВПО АЧГАА, 2013. – С. 27–32.
10. *Vasytkovska K.* Researches of pneumatic sowing machine with peripheral cells location and inertial superfluous seeds extraction[Text] / *K. Vasytkovska, O. Vasytkovskyy, O. Anisimov, N. Trykina* // ECONTECHMOD. AN INTERNATIONAL QUARTERLY JOURNAL – Lublin; Rzeszow. Vol. 4. No. 4. 2015, 85–89.
11. *Vasytkovs'ka K.* Characterization of peripherally based cells of the pneumatic-mechanical seeding machine of accurate sowing for tilled crops [Text] / *K. Vasytkovs'ka, O. Vasytkovs'kyi, S. Leschenko, D. Petrenko* // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Вип. 44. – Кіровоград: КНТУ, 2014. – С. 3–6.
12. *Васильковська К. В.* Визначення оптимальних параметрів пристрою для видалення зайвого насіння з комірок висівного диска пневмомеханічного апарата [Текст] / *К. В. Васильковська, О. М. Васильковський* // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. Вип. 28. – Кіровоград, КНТУ, 2015. – С. 159–163.
13. *Васильковська К. В.* Аналіз посівних властивостей насіння цукрових буряків після висіву пневмомеханічним висівним апаратом [Текст] / *К. В. Васильковська*

- // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Вип. 15, т. 4. – Мелітополь: ТДАТУ, 2015. – С. 115–122.
14. *Васильковська К. В.* Польові випробування секції пневмомеханічної сівалки з запропонованим висівним апаратом [Текст] / *К. В. Васильковська, О. М. Васильковський, С. М. Мороз* // Сільськогосподарські машини, ЛНТУ, Луцьк. – 2015. – Вип. 30. – С. 32–36.
 15. *Васильковська К. В.* Аналіз роботи пневмомеханічного висівного апарата з периферійним розташуванням комірок / *К. В. Васильковська, М. М. Петренко, С. Я. Гончарова* // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Вип. 43, ч. 1. – Кіровоград: КНТУ, 2013. – С. 18–22.
 16. *Васильковская Е.* Обоснование конструктивной схемы пневмомеханического высевающего аппарата для точного высева семян пропашных культур / *Е. Васильковская, Н. Петренко, С. Гончарова* // Motrol. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – Lublin, Vol. 15, No. 2. – 2013, 99–105.
 17. *Боровиков В.* STATISTICA. Искусство анализа данных на компьютере: Для профессионалов. [Текст] / *В. Боровиков*. – СПб.: Питер, 2003. – 688 с.
 18. *Вуколов Э. А.* Основы статистического анализа. Практикум по статистическим методам и исследованию операций с использованием пакетов STATISTICA и EXCEL / *Э. А. Вуколов*. – М.: Форум, 2008. – 464 с.
 19. *П'ятницька-Позднякова І. С.* Основы наукових досліджень у вищій школі / *І. С. П'ятницька-Позднякова*. – К.: Центр навчальної літератури, 2003. – 116 с.
 20. *Петренко М. М.* Основы наукових досліджень в сільськогосподарському машинобудуванні / *М. М. Петренко*. – Кіровоград: Кіровоградське державне видавництво, 1997. – 148 с.
 21. *Хайліс Г. А.* Основы проектирования і дослідження сільськогосподарських машин / *Г. А. Хайліс, Д. М. Коновалюк*. – К.: НМКВО, 1992. – 320 с.
 22. *Василенко П. М.* Основы научных исследований. Механизация сельского хозяйства / *П. М. Василенко, Л. В. Погорелый*. – К.: Вища школа, 1985. – 266 с.

References

1. Pat. 77191 U Ukrayina, MPK A01S 7/04 (2006.01). Pnevnomekhanichnyy vysivnyy aparat [Pneumomechanical sowing machine]. Petrenko M. M., Vasyl'kovs'kyi M. I., Vasyl'kovs'ka K. V. ; заявник і патентотримач Кіровоградської національної технічної університету. u201203339; заявл. 20.03.2012; опубл. 11.02.2013, Byul. 3.
2. *Petrenko, M. M., Vasyl'kovs'kyi, M. I., Vasyl'kovs'ka, K. V.* (2011). Vdoskonalennya pnevmomekhanichnoho vysivnoho aparata dlya tochnoho vysivu nasinnya prosapnykh kul'tur [Improvement pneumomechanical sowing machine for exact seeding of row crops]. Bulletin of Kharkov National Technical University of Agriculture. P. Vasilenko, V. 1 "Mechanization of agricultural production", T. 1. Vyp. 107, Kharkiv: KhNTUS im. P. Vasylenka, 359–363.
3. *Petrenko, M. M., Vasyl'kovs'kyi, M. I., Vasyl'kovs'ka, K. V.* (2011). Do obgruntuvannya parametriv pnevmomekhanichnoho vysivnoho aparata s peryferiynym roztashuvannyam komirok dlya tochnoho vysivu nasinnya prosapnykh kul'tur [Substantiation of parameters pneumomechanical of the sowing unit with a peripheral arrangement of cells for accurate sowing of tilled crops]. Design, manufacture and operation of agricultural machinery, Vyp. 41, ch. 1, 288–293.
4. *Vasyl'kovs'ka, K. V.* (2012). Do obgruntuvannya parametriv pnevmomekhanichnoho vysivnoho aparata s peryferiynym roztashuvannyam komirok dlya tochnoho vysivu nasinnya prosapnykh kul'tur [To the substantiation of parameters pneumomechanical of the sowing unit with a peripheral arrangement of cells for accurate sowing of tilled crops]. «Rozvytok naukovykh doslidzhen' "2012»: materialy VIII mizhn. nauk.-prakt. konf., T. 11, Poltava: InterHrafika, 26–27.

5. Sydorchuk, O., Lub, P., Malanchuk, O. (2015). Impact of meteorological conditions on the need in adaptive performing of technological operations of soil tillage and crop sowing. *EconTechMod: an international quarterly journal on economics in technology, new technologies and modelling processes*, Lublin ; Rzeszow, Volum 3, number 4, 35–39.
6. Vasyly'kovs'ka, K. V., Vasyly'kovs'ky, O. M. (2014). Vplyv formy i typu komirok vysivnoho dyska na yakist' dozuvannya nasinnya [Influence of the shape and cell type seed disk as the seed metering]. *East European journal of advanced technologies*, Vol 6, No 7 (72), Kharkiv: Tekhnolohichnyy tsentr, 33–36.
7. Vasyly'kovs'ka, K. V. (2014). Obgruntuvannya parametriv universal'noho pnevmomekhanichnoho vysivnoho aparata tochnoho vysiv [Justification of the universal sowing unit pneumomechanical accurate hung] : dys. na zdob. nauk. stupenya kand. tekhn. nauk : spets. 05.05.11. «Mashyny i zasoby mekhanizatsiyi sil'skohospodars'koho vyrobnytstva». Kirovohrad, 26.
8. Vasyly'kovs'ka, K. V. (2012). Eksperymental'ni doslidzhennya pnevmomekhanichnoho vysivnoho aparata z peryferiynym roztashuvannyam komirok dlya vysivu nasinnya prosapnykh kul'tur [Experimental study pneumomechanical of the sowing unit with a peripheral arrangement of cells for seeding of row crops]. Design, manufacture and operation of agricultural machinery. Vyp. 42, ch. 2, Kirovohrad: KNTU, 142–147.
9. Vasyly'kovskaya, E. V., Petrenko, N. N., Vasyly'kovskyy, M. Y. (2013). Yssledovanye pnevmomekhanicheskoho visevayushcheho apparata s peryferynim raspolyzhenyem yacheek dlya tochnoho poseva semyan propashnykh kul'tur [Study of the seed distributor rotor with a peripheral arrangement of cells for accurate sowing of tilled crops]. *Bulletin of agricultural science of Dona*, 2 (22), Zernohrad: FHBOU VPO AChHAA, 27–32.
10. Vasylykovska, K., Vasylykovskyy, O., Anisimov, O., Trykina, N. (2015). Researches of pneumatic sowing machine with peripheral cells location and inertial superfluous seeds extraction. *EconTechMod. An international quarterly journal*, Lublin; Rzeszow, Vol. 4, 4, 85–89.
11. Vasylykovs'ka, K., Vasylykovs'ky, O., Leschenko, S., Petrenko, D. (2014). Characterization of peripherally based cells of the pneumatic-mechanical seeding machine of accurate sowing for tilled crops. Design, manufacture and operation of agricultural machinery. Vyp. 44, Kirovohrad: KNTU, 3–6.
12. Vasyly'kovs'ka, K. V., Vasyly'kovs'ky, O. M. (2015). Vyznachennya optymal'nykh parametriv prystroyu dlya vydalennya zayvoho nasinnya z komirok vysivnoho dyska pnevmomekhanichnoho aparata [Determination of the optimal parameters of the device to remove excess seeds from cell seeding disk pneumomechanical machine]. *Technology in agricultural production, industrial engineering, automation*, Vyp. 28, Kirovohrad, KNTU, 159–163.
13. Vasyly'kovs'ka, K. V. (2015). Analiz posivnykh vlastyvostey nasinnya tsukrovykh buryakiv pislya vysivu pnevmomekhanichnym vysivnym aparatom [Analysis of sowing properties of sugar beet seeds after sowing pneumomechanical meter device]. *Labor Taurian state agrotechnological University*, Vyp. 15, t. 4, Melitopol: TDAU, 115–122.
14. Vasyly'kovs'ka, K. V., Vasyly'kovs'ky, O. M., Moroz, S. M. (2015). Pol'ovi vyprobuvannya sektsiyi pnevmomekhanichnoyi sivalky z zaproponovanyim vysivnym aparatom [Vasilkovsky Field test sections pneumomechanic planter with the proposed sowing machine]. *Agricultural machinery, LNTU, Luts'k*, Vyp. 30, 32–36.
15. Vasyly'kovs'ka, K. V., Petrenko, M. M., Honcharova, S. Ya. (2013). Analiz roboty pnevmomekhanichnoho vysivnoho aparata z peryferiynym roztashuvannyam komirok

[Analysis of the work pneumomechanical of the sowing unit with the peripheral location of cells]. Design, manufacture and operation of agricultural machinery, Vyp. 43, ch. 1, Kirovohrad: KNTU, 18–22.

16. *Vasyl'kovskaya, E., Petrenko, N., Honcharova, S.* (2013). Obosnovanye konstruktyvnoy skhemi pnevmomekhanicheskoho visevayushchego apparata dlya tochnoho viseva semyan propashnikh kul'tur [Substantiation of the constructive scheme of the rotor of the sowing machine for exact seeding of row crops]. Motrol. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture, Lublin, Vol. 15, 2, 99–105.

17. *Borovykov, V.* (2003). Statistica. Yskusstvo analiza dannykh na komp'yutere: Dlya professyonalov. [Statistica. The art of data analysis on computer : for professionals]. SPb.: Pyter, 688.

18. *Vukolov, E. A.* (2008). Osnovi statystycheskoho analiza. Praktykum po statystycheskym metodam y yssledovanyyu operatsyy s yspol'zovanyem paketov Statistica y Excel [Bases of the statistical analysis. Workshop on statistical methods and operations research using the packages Statistica and Excel]. M.: Forum, 464.

19. *P'yatnyts'ka-Pozdnyakova, I. S.* (2003). Osnovy naukovykh doslidzhen' u vyshchiy shkoli [Fundamentals of scientific research at the higher school]. K.: Tsentr navchal'noyi literatury, 116.

20. *Petrenko, M. M.* (1997). Osnovy naukovykh doslidzhen' v sil's'kohospodars'komu mashynobuduvanni [Fundamentals of scientific research in agricultural engineering]. Kirovohrad: Kirovohrads'ke derzhavne vydavnytstvo, 148.

21. *Khaylis, H. A., Konovalyuk, D. M.* (1992). Osnovy proektuvannya i doslidzhennya sil's'kohospodars'kykh mashyn [Fundamentals of the design and research of agricultural machinery]. K.: NMKVO, 320.

22. *Vasylenko, P. M., Pohoreliy, L. V.* (1985). Osnovi nauchnykh yssledovanyy. Mekhanyzatsyya sel'skoho khozyaystva [Fundamentals of scientific research. The mechanization of agriculture]. K.: Vyshcha shkola, 266.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КАЧЕСТВА ВЫСЕВА СЕМЯН ПНЕВМОМЕХАНИЧНИМ ВЫСЕВАЮЩИМ АППАРАТОМ С ПЕРИФЕРИЙНЫМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ ЯЧЕЕК И ИНЕРЦИОННЫМ УДАЛЕНИЕМ ЛИШНИХ СЕМЯН

К. В. Васильковская, О. М. Васильковский, М. М. Петренко

Аннотация. Проведена серия исследований пневмомеханического высевающего аппарата с периферийным расположением ячеек на высевающем диске и пассивным устройством для удаления лишних семян инерционным способом на семенах сахарной свеклы, определено влияние разрежения в вакуумной камере высевающего аппарата, окружной скорости ячеек высевающего диска, скорости движения посевного агрегата на коэффициент вариации размещения семян в рядке. Конструкция нового пневмомеханического высевающего аппарата позволяет значительно снизить вакуум в системе, увеличить при этом круговую скорость ячеек высевающего диска до значений поступательной скорости посевного агрегата, тем самым обеспечить устойчивую точку сброса семян с высевающего диска и одинаковые траектории их полета в борозду при качественном заполнении ячеек. Предложенный высевающий аппарат

увеличивает технологическую эффективность посева семян пропашных культур и уменьшает энергоемкость процесса.

Ключевые слова: пневмомеханический высевающий аппарат, высевающий диск, эксперимент, коэффициент вариации, разрежение, окружная скорость ячеек, поступательная скорость

DEFINITION OF QUALITY OF PNEUMATIC SOWING MACHINE WITH PERIPHERAL CELLS LOCATION AND INERTIAL SUPERFLUOUS SEEDS EXTRACTION

K. V. Vasylovskaya, O. M. Vasylovskyy, M. M. Petrenko

Abstract. A series of studies of pneumatic sowing machine with peripheral cells on the seed disk and a passive device for removing extra seeds with inertia method for precise seeding of cultivated crops studies was proposed for sugar beet seeds sowing device, we defined the influence of dilution in a vacuum chamber of sowing device and angular velocity cell seed disk on the coefficient of variation of placing seeds in a row. The design of the new pneumatic sowing machine can significantly reduce the vacuum in the system having increased the angular speed in cell seed disk to the values of seeding device travelling speed, thus provide a constant point of seeds drop from the seed disc at the same trajectory of their flight to the furrows and the qualitative cells filling. The proposed seeding device increased technological efficiency seeding of cultivated crops and reduces energy process.

Keywords: pneumatic seeding machine/device, seed disc, experiment, coefficient of variation, dilution, cells angular speed, forward speed

УДК 631.312

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ СКРЕБКІВ ПОХИЛОГО КОНВЕЄРА ДЛЯ ПРИБИРАННЯ ГНОЮ У ТВАРИННИЦЬКИХ ПРИМІЩЕННЯХ

Г. А. Голуб, доктор технічних наук

В. С. Хмельовський, кандидат технічних наук

Р. Л. Швець, магістр

М. І. Ікальчик, кандидат технічних наук

e-mail: gagolub@mail.ru

Анотація. Для забезпечення належного мікроклімату та ветеринарно-санітарних умов у тваринницьких приміщеннях,

© Г. А. Голуб, В. С. Хмельовський, Р. Л. Швець, М. І. Ікальчик, 2016

увеличивает технологическую эффективность высева семян пропашных культур и уменьшает энергоемкость процесса.

Ключевые слова: пневмомеханический высевающий аппарат, высевающий диск, эксперимент, коэффициент вариации, разрежение, окружная скорость ячеек, поступательная скорость

DEFINITION OF QUALITY OF PNEUMATIC SOWING MACHINE WITH PERIPHERAL CELLS LOCATION AND INERTIAL SUPERFLUOUS SEEDS EXTRACTION

K. V. Vasylovskaya, O. M. Vasylovskyy, M. M. Petrenko

Abstract. A series of studies of pneumatic sowing machine with peripheral cells on the seed disk and a passive device for removing extra seeds with inertia method for precise seeding of cultivated crops studies was proposed for sugar beet seeds sowing device, we defined the influence of dilution in a vacuum chamber of sowing device and angular velocity cell seed disk on the coefficient of variation of placing seeds in a row. The design of the new pneumatic sowing machine can significantly reduce the vacuum in the system having increased the angular speed in cell seed disk to the values of seeding device travelling speed, thus provide a constant point of seeds drop from the seed disc at the same trajectory of their flight to the furrows and the qualitative cells filling. The proposed seeding device increased technological efficiency seeding of cultivated crops and reduces energy process.

Keywords: pneumatic seeding machine/device, seed disc, experiment, coefficient of variation, dilution, cells angular speed, forward speed

УДК 631.312

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ СКРЕБКІВ ПОХИЛОГО КОНВЕЄРА ДЛЯ ПРИБИРАННЯ ГНОЮ У ТВАРИННИЦЬКИХ ПРИМІЩЕННЯХ

Г. А. Голуб, доктор технічних наук

В. С. Хмельовський, кандидат технічних наук

Р. Л. Швець, магістр

М. І. Ікальчик, кандидат технічних наук

e-mail: gagolub@mail.ru

Анотація. Для забезпечення належного мікроклімату та ветеринарно-санітарних умов у тваринницьких приміщеннях,

© Г. А. Голуб, В. С. Хмельовський, Р. Л. Швець, М. І. Ікальчик, 2016

необхідно ретельно прибирати гній у зонах відпочинку та проходах. Мета дослідження – покращення якісних показників роботи похилого конвеєра за рахунок зміни конструкції скребків.

Одним з недоліків похилого конвеєра є те, що він не в повній мірі забирає рідку фракцію гною з дна гнойового напрямку. Похилий конвеєр складається з ланцюга та скребків які мають форму кутника. Отже скребок рухаючись по похилій поверхні металевого корита захоплює густу фракцію гною і транспортує її до верхньої частини похилого конвеєра та викидає в транспортний засіб, рідка фракція гною скребками не захоплюється і залишається в напрямку. В основу досліджень поставлена задача розробити скребки такої конструкції, щоб вони максимально прибирали гній з напрямку похилого конвеєра і зменшили час роботи конвеєра.

Для вирішення поставленої задачі пропонується виготовити скребки у вигляді ковшків.

На фермі навчально-науково-виробничого підрозділу ВП НУБіП України «Ніжинський агротехнічний інститут» були проведені експериментальні дослідження. На основі яких було встановлено, що споживана потужність електродвигуна змінюється від 1,1 до 2 кВт. При експлуатації похилого конвеєра коли ковшики і кутники розміщені через один, в порівнянні з скребками-кутниками спостерігається збільшення питомої споживаної потужності на 27%. При такій схемі час прибирання напіврідкого гною скорочується на 50%.

Техніко-економічні переваги удосконаленого похилого конвеєра в порівнянні з прототипом полягають у покращенні прибирання гною з напрямку, та зменшенні загальних витрат на прибирання гною із тваринницьких приміщень.

Впровадження проведено на фермі ТОВ «Крок-Агро» в с. Галиця Ніжинського району Чернігівської області.

Ключові слова: *тваринництво, прибирання гною, тваринницькі приміщення, похилий конвеєр, скребок, якість, енерговитрати*

Постановка проблеми. Зростання ефективності виробництва продукції тваринництва, та підвищення його продуктивності можливе при проведенні індустріалізації цього виробництва, що базується на комплексній механізації. Використання індустріальних методів виробництва в тваринництві потребує вдосконалення технологічних і технічних рішень.

Прибирання гною є одним із найбільш трудомістких процесів у тваринництві. Для забезпечення належного мікроклімату та ветеринарно-санітарних умов у тваринницьких приміщеннях, необхідно ретельно прибирати гній у зонах відпочинку та проходах.

При підборі обладнання для прибирання гною необхідно забезпечувати продуктивність і оптимальне завантаження машин потокової лінії і максимально сприяти виконанню наступних технологічних процесів.

Аналіз останніх досліджень. Загальними питаннями теорії та практичними дослідженнями технологічного процесу прибирання гною займалися вчені як в нашій державі так і за кордоном. До них відносять І. С. Фурсіна, А. А. Ковальова, Л. І. Грачова, В. А. Зуєва, В. Н. Письменова [1], Я. Г. Озхола, С. Є. Маркаряна, С. В. Мельникова [2], І. Екесбу, С. Берглунц, П. Корната та інші.

Підвищення надійності та довговічності обладнання для прибирання та видалення гною досліджували В. Ф. Кисліков, І. Х. Михайлюк, М. М. Чос [3, 4].

М. І. Ікальчик в 2013 році обґрунтував оптимальні параметри скрепера скреперної установки для прибирання гною – кут розкриття скрепера становить 120° , кут нахилу скребків – 55° , форма скребків не прямокутна, а параболічна [5]. Відповідна зміна конструкції скрепера захищена патентом України [6].

Мета досліджень. Покращення якісних показників роботи похилого конвеєра за рахунок зміни конструкції скребків.

Результати досліджень. Для прибирання гною великої рогатої худоби із тваринницьких приміщень при боксовому утриманні тварин призначені скреперні установки УСГ-3, УС-80 та інші. Які згрібають гній до поперечного, а він в свою чергу до похилого конвеєра (див. рис. 1). Похилий конвеєр входить до комплекту конвеєрів колового руху типу КСГ-7, КСГ-8 і ін.

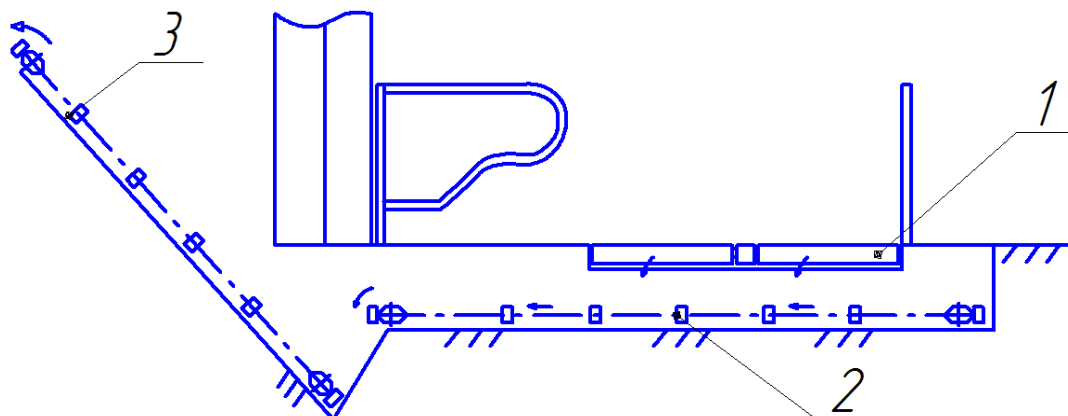


Рис. 1. Схема лінії прибирання гною при безприв'язному боксовому утриманні ВРХ: 1 – скреперна установка; 2 – поперечний конвеєр; 3 – похилий конвеєр.

Поряд із перевагами похилих конвеєрів існують їх недоліки. Одним із них є те, що похилий конвеєр не якісно прибирає гній з дна гнойового напрямку. Гній складається з твердої та рідкої фракції.

Похилий конвеєр складається з ланцюга та скребків які мають форму кутника. Отже скребок рухаючись по похилій поверхні металевому кориту захоплює густу фракцію гною і транспортує її до верхньої частини похилого конвеєра та викидає в транспортний засіб, який розміщений під похилим конвеєром.

Рідка фракція гною скребками не захоплюється і залишається в прямку. Якщо рідку фракцію не видалити з прямку то це приведе до інтенсивної корозії зірочки, вальниць та металевому днищу похилого конвеєра, а випари із залишків гною будуть накопичуватись в приміщенні і негативно впливати на здоров'я тварин.

Передбачається що причиною цього є конструкція скребка. Для того щоб видалити рідку фракцію з прямку на практиці, слюсарі ферми натоптують соломі в прямку, солома втягує в себе рідку фракцію і потім видаляється. Але це все зайві витрати соломи, додаткові затрати праці і електроенергії.

В основу досліджень поставлена задача розробити скребки такої конструкції, щоб вони максимально прибирали гній з прямку похилого конвеєра і зменшили час роботи конвеєра. Для вирішення поставленої задачі пропонується виготовити скребки у вигляді ковшиків. Завдяки такій конструкції скребки будуть інтенсивно забирати рідкий гній з прямку, в наслідок чого зменшиться час роботи конвеєра до повного прибирання, а отже скоротяться витрати електроенергії та затрати праці.

Для встановлення взаємозв'язку впливу конструкції та кількості розроблених скребків на споживану потужність електродвигуна приводу похилого конвеєра $N_{пк}$ (кВт) у виробничих умовах, на фермі навчально-науково-виробничого підрозділу ВП НУБіП України «Ніжинський агротехнічний інститут» були виготовлені скребки у вигляді ковшиків, та проведені експериментальні дослідження. При цьому незмінними були розміри похилого конвеєра, об'єм прибраного гною та швидкість руху конвеєра.

За результатами експериментів були отримані залежності споживаної потужності електродвигуна приводу удосконаленого похилого конвеєра від конструктивних параметрів скребків.

Аналіз залежностей (рис. 2) показує, що в результаті встановлення на похилому конвеєрі скребків у вигляді ковшиків споживана потужність збільшиться.

В процесі експлуатації скребків у вигляді ковшиків в них буде набиратись рідкий гній, отже вага збільшиться і це приведе до надлишкових витрат електроенергії. Встановлення ковшиків без однієї торцевої стінки дає змогу частині рідкого гною витікати з нього отже споживана потужність в цьому випадку буде менша ніж із скребками-ковшиками в яких закриті бічні сторони, але більша ніж із скребками-кутниками. Мінімальне значення споживаної потужності становить 1,1 кВт із скребками-кутниками.



Рис. 2. Залежність споживаної потужності від конструкції розроблених скребків.

Встановлено (рис. 3), що зі збільшенням кількості скребків у вигляді ковшиків споживана потужність $N_{пк}$ (кВт) зростає від 1,15 до 1,95 кВт, це пояснюється тим, що ковшик наповнюється рідкою фракцією і він є важчий ніж кутник який рідкої фракції не захоплює.



Рис. 3. Залежність споживаної потужності від кількості скребків.

Аналіз взаємного впливу зміни конструкції та кількості розроблених скребків показав, що мінімальне значення споживаної потужності становить 1,1 кВт, коли всі скребки-кутники, але при цьому не досягається потрібної якості та швидкості прибирання гною з напрямку похилого конвеєра.

На основі даних отриманих при проведенні попередніх експериментальних досліджень для того щоб вибрати раціональний варіант конструкції скребків похилого конвеєра, були проведені три порівняльні експериментальні дослідження:

- дослідження роботи похилого конвеєра коли всі скребки-кутники;
- дослідження роботи похилого конвеєра коли ковшки і кутники розміщені через один;
- дослідження роботи похилого конвеєра коли всі скребки-ковшки.

При цьому визначалась споживана потужність, та час до повного прибирання гною відповідно до зоотехнічних вимог.

Результати проведених експериментальних досліджень показали, що раціональною буде робота похилого конвеєра коли ковшки і кутники розміщені через один, це скорочує час роботи похилого конвеєра вдвічі і не перевантажує електричний двигун приводу похилого конвеєра.

Впровадження розробки проведено на фермі ТОВ «Крок-Агро» в с. Галиця Ніжинського району Чернігівської області (рис. 4).



Рис. 4. Удосконалений похилий конвеєр у роботі.

Економічна ефективність використання похилого конвеєра у виробництві становить 6240 грн. за рік.

Висновки

1. Результати досліджень свідчать про вагомий вплив наявності скребків-ковшків на похилому конвеєрі на споживану потужність процесу видалення гною. На основі експериментальних досліджень було встановлено, що споживана потужність електродвигуна змінюється від 1,1 до 2 кВт. При експлуатації

похилого конвеєра коли ковшки і кутники розміщені через один, в порівнянні коли всі скребки-кутники спостерігається збільшення питомої споживної потужності на 27%. Але при цьому час прибирання напіврідкого гною скорочується на 50%.

2. Техніко-економічні переваги удосконаленого похилого конвеєра в порівнянні з прототипом полягають у покращенні прибирання гною з прямку, та зменшенні загальних витрат на прибирання гною із тваринницьких приміщень.

Список літератури

1. Письменов В. Н. Получение и использование бесподстилочного навоза [Текст] / В. Н. Письменов. – М. : Росагропромиздат, 1988. – 206 с.
2. Мельников С. В. Механизация и автоматизация животноводческих ферм [Текст] / С.В. Мельников. – Л. : Колос, 1978. – 560 с.
3. Агулов И. И. Износостойкость капролона в конструкциях скребковых навозоуборочных транспортеров [Текст] / И. И. Агулов, Н. Н. Чос // Механизация сельскохозяйственного производства : Научные труды УСХА. – Вып. 121. – К. : УСХА, 1975. – С. 21–28.
4. Кисликов В. Ф. Унифицировать приводные станции навозоуборочных транспортеров [Текст] / В. Ф. Кисликов, И. Х. Михайлюк, Н. Н. Чос // Техника в сельском хозяйстве. – 1981. – № 4. – С. 10–12.
5. Ікальчик М. І. Удосконалення скреперної установки для прибирання гною [Текст] / М. І. Ікальчик // Механізація та електрифікація сільського господарства. – №97 (1). – Глеваха : ННЦ "ІМЕСГ", 2013. – С. 613–618.
6. Патент на корисну модель Скреперний пристрій для прибирання гною. МПК А01К 1/01 (2006.01) у 2013 01462 [Текст] / М. І. Ікальчик, Г. А. Голуб, М. Є. Шаблій, В. С. Хмельовський. – № 82787; заявник та патентовласник Ікальчик М.І. – заявл. 07.02.2013; опубл. 12.08.2013, Бюл. №15.

References

1. Pys'menov, V. N. (1988). Poluchenye y uspol'zovanye bespodstylochnoho navoza [The receipt and use of liquid manure]. M. : Rosahropromyzdat, 206.
2. Mel'nykov, S. V. (1978). Mekhanyzatsyya y avtomatyzatsyya zhyvotnovodcheskykh ferm [Mechanization and automation of livestock farms]. L.: Kolos, 560.
3. Ahulov, Y. Y., Chos, N. N. (1975). Yznosostoykost' kaprolona v konstruktsyyakh skrebkovykh navozouborochnykh transporterov [Wear of caprolon in the construction novosobornaya scraper conveyors]. Mechanization of agricultural production : Scientific papers USHA, Vip. 121, K.: USHA, 21–28.
4. Kyslykov, V. F., Mykhaylyuk, Kh. Y., Chos, N. N. (1981). Unyfytzyrovat' pryvodnie stantsyy navozouborochnykh transporterov [Unifying drive stations novosobornaya conveyors]. Technique in agriculture, 4, 10–12.
5. Ikal'chik, M. I. (2013). Udoskonalennya skrepernoyi ustanovky dlya prybyrannya hnoyu [Improvement of scraper systems for manure]. Mechanization and electrification of agriculture, 97(1), Hlevakha : NNTs "IMES-H", 613–618.
6. Patent na korysnu model' Skrepernyy prystriy dlya prybyrannya hnoyu [Sreberny device for manure]. MPK A01K 1/01 (2006.01) u201301462 [Tekst]. M. I. Ikal'chik, H. A. Holub, M. Ye. Shabliy, V. S. Khmel'ovs'kyy, 82787 ; zayavnyk ta patentovlasnyk Ikal'chik M.I. : zayavl. 07.02.2013; opubl. 12.08.2013, Byul. 15.

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ СКРЕБКОВ НАКЛОННОГО ТРАНСПОРТЕРА ДЛЯ УБОРКИ НАВОЗА В ЖИВОТНОВОДЧЕСКИХ ПОМЕЩЕНИЯХ

Г. А. Голуб, В. С. Хмельовский, Р. Л. Швец, М. И. Икальчик

Аннотация. Для обеспечения надлежащего микроклимата и ветеринарно-санитарных условий в животноводческих помещениях, необходимо тщательно убирать навоз в зонах отдыха и проходах. Цель исследования – добиться улучшения качественных показателей работы наклонного конвейера за счет изменения конструкции скребков.

Одним из недостатков наклонного конвейера является то, что он не в полной мере забирает жидкую фракцию навоза со дна навозного приямка. Наклонный конвейер состоит из цепи и скребков которые имеют форму уголка. Скребок двигаясь по наклонной поверхности металлического корыта захватывает густую фракцию навоза и транспортирует ее к верхней части наклонного конвейера и выбрасывает в транспортное средство, жидкая фракция навоза скребками не захватывается и остается в приямке. В основу исследований поставлена задача разработать скребки такой конструкции, чтобы они максимально убрали навоз из приямка наклонного конвейера и уменьшили время работы конвейера.

Для решения поставленной задачи предлагается изготовить скребки в виде ковшика. На ферме учебно-научно-производственного подразделения ОП НУБиП Украины «Нежинский агротехнический институт» были проведены экспериментальные исследования. На основе которых было установлено, что потребляемая мощность электродвигателя изменяется от 1,1 до 2 кВт. При эксплуатации наклонного конвейера когда ковшики и уголки размещены через один, по сравнению с скребками-уголками наблюдается увеличение удельного потребляемой мощности на 27%. При такой схеме время выкачивания полужидкого навоза сокращается на 50%.

Технико-экономические преимущества разработанного наклонного конвейера по сравнению с прототипом заключаются в улучшении уборки навоза с приямка, и уменьшении общих затрат на уборку навоза из животноводческих помещений.

Внедрение проведено на ферме ООО «Крок-Агро» в с. Галица Нежинского района Черниговской области.

Ключевые слова: животноводство, животноводческие помещения, уборка навоза, наклонный конвейер, скребок, качество, энергозатраты

SUBSTANTIATION OF PARAMETERS OF INCLINED CONVEYOR SCRAPERS FOR CLEANING MANURE FROM LIVESTOCK BUILDINGS

G. A. Golub, V. S. Khmielewski, R. L. Shvets, N. I. Ikalchic

Abstract. *To ensure proper microclimate and veterinary and sanitary conditions of livestock areas, you must carefully clean the manure in recreation areas and aisles. The purpose of research – to achieve improved quality performance of the inclined conveyor due to changes in the construction of scrapers.*

One of the drawbacks of the inclined conveyor is that it does not fully picks up the liquid manure fraction from the bottom of the manure pit. It comprises inclined conveyor chain and scrapers which have a corner shape. Thus scraper moving along the inclined surface of the metal trough captures thick manure fraction and transports it to the top of the inclined conveyor and the rolls in the vehicle, the liquid fraction of manure scrapers are not interested in, and remains in the sump.

The study is tasked to develop this design scrapers so that they removed most of the manure pit inclined conveyor and reduced the time the conveyor.

To solve this problem is proposed in the form of produce scrapers scoop. On the farm training, research and production unit IS NULES of Ukraine "Nizhyn Agrotechnical Institute" experimental studies have been conducted. From which it was found that the power consumption of the motor is changed from 1.1 to 2 kW. In operation, when the inclined conveyor works and placed in one corner, compared to the scraper-corners, an increase of the specific power consumption by 27%. In this scheme semiliquid manure pumping time is reduced by 50%.

Technical and economic advantages of the inclined conveyor developed over the prior art are to improve manure from the pit, and reducing the total cost of cleaning manure from livestock buildings.

Implementation was carried out on the farm of "Krok-Agro" in willage Galitsa Nizhyn district of Chernihiv region.

Keywords: *animal farming, livestock buildings, manure, inclined conveyor, scraper, quality, energy consumption*

УДК 621.436: 534.833.004

МОДЕЛЮВАННЯ ВЕЙВЛЕТ АНАЛІЗУ ВІБРОСИГНАЛІВ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА ДЛЯ ВИЯВЛЕННЯ ЙОГО ЕФЕКТИВНОСТІ

Л. Л. Тімова, О. В. Надточій, кандидати технічних наук
e-mail: lyginu@mail.ru

Анотація. *Розглянуто використання вейвлет аналізу віброакустичного сигналу дизельного двигуна СМД-31А, як*

© Л. Л. Тімова, О. В. Надточій, 2016

SUBSTANTIATION OF PARAMETERS OF INCLINED CONVEYOR SCRAPERS FOR CLEANING MANURE FROM LIVESTOCK BUILDINGS

G. A. Golub, V. S. Khmielewski, R. L. Shvets, N. I. Ikalchic

Abstract. *To ensure proper microclimate and veterinary and sanitary conditions of livestock areas, you must carefully clean the manure in recreation areas and aisles. The purpose of research – to achieve improved quality performance of the inclined conveyor due to changes in the construction of scrapers.*

One of the drawbacks of the inclined conveyor is that it does not fully picks up the liquid manure fraction from the bottom of the manure pit. It comprises inclined conveyor chain and scrapers which have a corner shape. Thus scraper moving along the inclined surface of the metal trough captures thick manure fraction and transports it to the top of the inclined conveyor and the rolls in the vehicle, the liquid fraction of manure scrapers are not interested in, and remains in the sump.

The study is tasked to develop this design scrapers so that they removed most of the manure pit inclined conveyor and reduced the time the conveyor.

To solve this problem is proposed in the form of produce scrapers scoop. On the farm training, research and production unit IS NULES of Ukraine "Nizhyn Agrotechnical Institute" experimental studies have been conducted. From which it was found that the power consumption of the motor is changed from 1.1 to 2 kW. In operation, when the inclined conveyor works and placed in one corner, compared to the scraper-corners, an increase of the specific power consumption by 27%. In this scheme semiliquid manure pumping time is reduced by 50%.

Technical and economic advantages of the inclined conveyor developed over the prior art are to improve manure from the pit, and reducing the total cost of cleaning manure from livestock buildings.

Implementation was carried out on the farm of "Krok-Agro" in willage Galitsa Nizhyn district of Chernihiv region.

Keywords: *animal farming, livestock buildings, manure, inclined conveyor, scraper, quality, energy consumption*

УДК 621.436: 534.833.004

МОДЕЛЮВАННЯ ВЕЙВЛЕТ АНАЛІЗУ ВІБРОСИГНАЛІВ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА ДЛЯ ВИЯВЛЕННЯ ЙОГО ЕФЕКТИВНОСТІ

Л. Л. Тімова, О. В. Надточій, кандидати технічних наук
e-mail: lyginu@mail.ru

Анотація. *Розглянуто використання вейвлет аналізу віброакустичного сигналу дизельного двигуна СМД-31А, як*

© Л. Л. Тімова, О. В. Надточій, 2016

елементу адаптивної моделі обробітку вібросигналу з метою постановки точного і однозначного діагнозу. Приведена очистка віброакустичного сигналу від шуму використанням вейвлет перетворення вейвлетом Добеші db4 та доведена ефективність даного алгоритму для розробки програмного комплексу віброакустичного діагностування ДВЗ. Для моделювання використовувалися математичні пакети Mathcad 15.

Проведений аналіз підходів до віброакустичного діагностування ДВЗ показав перспективність використання віконного перетворення Фур'є та вейвлет перетворення. Використання вейвлет перетворення для аналізу віброакустичного сигналу ДВЗ, цього «мікроскопу» для сигналів дає можливість розпізнавати точніше не тільки зміни в стані механізмів ДВЗ, пов'язані із зношенням, а також і локалізацію джерела зміни. Даний механізм обробітку вібросигналів варто покласти в основу розробки автоматизованої системи діагностики, роботи над якою уже ведуться на нашій кафедрі НУБіП України.

Ключові слова: вібросигнал, спектр, спектральний аналіз, перетворення Фур'є, вейвлет, декомпозиція

Постановка проблеми. Перетворення Фур'є найбільш широко використовується у вібродіагностиці дизелів для спектрального аналізу. Воно розкладає сигнал на ортогональні базисні функції (синуси і косинуси), визначаючи його частотні складові. Даний метод строго математично найкраще підходить до стаціонарних сигналів (підшипники, турбіни) і погано підходить для нестаціонарних сигналів (перекладка поршня, газорозподільчий механізм, форсунки, тощо). Зокрема Фур'є перетворення не дозволяє, наприклад, визначити чи була присутня певна частота в сигналі завжди чи вона з'явилася в сигналі в певний момент (поява дефекту) [1].

Аналіз останніх досліджень. В реальній практиці, всі віброакустичні сигнали навіть нестаціонарні з певним наближенням, розглядають як стаціонарні, розділяючи їх на блоки умовно стаціонарних сегментів, статистика яких лишається незмінною на протязі їх протікання за певний час. В практиці вібродіагностики більше всього в наявності розповсюджені нестаціонарні сигнали, статистичні властивості яких змінюються з часом. Часто вони складаються із короткотривалих високочастотних елементів, які супроводжуються низькочастотними складовими, що накладаються на перші. Для аналізу таких сигналів має використовуватися такий метод, який має показувати хороший розподіл по частоті поряд з відмінним розподілом по часу [2, 3, 4, 5]. Перше, щоб локалізувати низькочастотні компоненти і друге, щоб дозволити високочастотні

складові. Такий метод зустрічається в літературі для аналізу нестационарних сигналів і носить назву віконного перетворення Фур'є (*Short-time Fourier transform (STFT)*) рис. 1.

Результати досліджень. В основу методу покладено рух по сигналу віконної функції, яка має компактний носій. Часовий інтервал сигналу розділяється на сегменти і перетворення STFT виконується послідовно для кожного сегменту окремо. Тим самим здійснюється перехід до частотно-часового (частотно-координатного) відображення сигналів, при якому в межах кожного сегменту (вікна) сигнал рахують стаціонарним. Результатом віконного перетворення є сімейство спектрів який характеризує зміну спектру сигналу за інтервалами здвигу вікна перетворення.

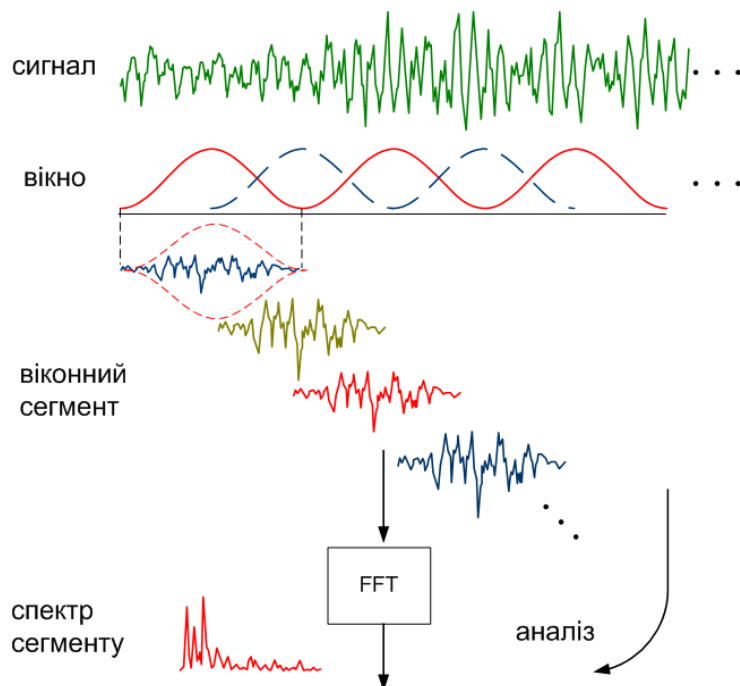


Рис. 1. Схематичний алгоритм STFT аналізу.

Коротко STFT можна охарактеризувати наступним алгоритмом:

- визначити вікно аналізу (наприклад, вузькосмугове 30 ms, 5 мс широкосмуговий);
- визначити величину перекриття між вікнами (наприклад, 30%);
- вибрати віконну функцію (наприклад, Ханна, Гауса, Блекмана);
- створити віконний сегмент (множення сигналу на віконну функцію);
- застосувати швидке перетворення Фур'є (ШПФ) до кожного віконного сегменту.

Отримані за таким алгоритмом спектри сегментів дозволяють виділити на координатній осі і аналізувати особливості

нестационарного сигналу. Розмір носія віконної функції $w(t)$ зазвичай варто встановлювати відповідно до інтервалу стаціонарності сигналу. Для прикладу проведемо таке перетворення для реального віброакустичного сигналу (рис. 2) отриманого з блоку циліндрів двигуна СМД-31А за допомогою акселерометра В&К Type 4333 №272437, встановленого в зоні перекладки поршня 3-го циліндру.

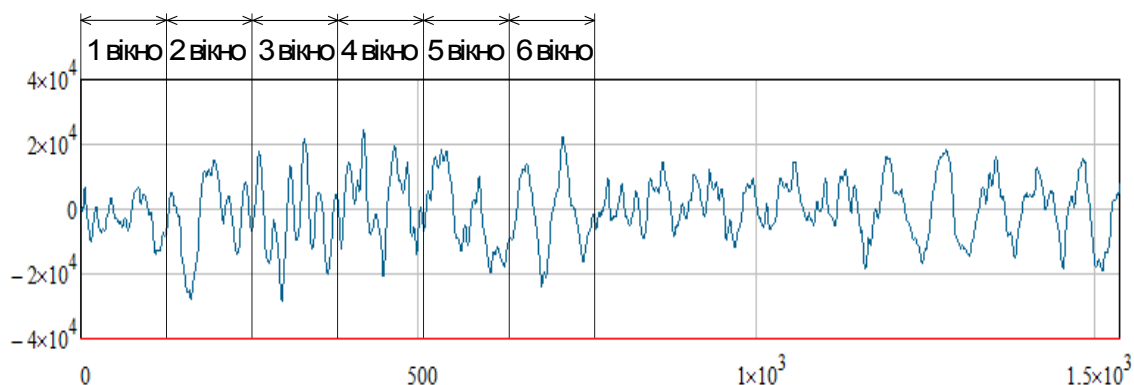


Рис. 2. Віброакустичний сигнал ДВЗ і розклад його на вікна перетворення.

Віконне перетворення виконується у відповідності з виразом:

$$S(w, b_k) = \int_{-\infty}^{+\infty} s(t) \cdot w \cdot (t - b_k) \exp(-j\omega t) dt. \quad (1)$$

Функція $w \cdot (t - b_k)$ являє собою функцію вікна здвигу перетворення по координаті t , де параметром b задаються фіксовані значення здвигу. При здвигу вікон з рівномірним кроком значення b_k приймаються рівними $k\Delta b$. В якості вікна перетворення може використовуватися як найпростіше прямокутне вікно, так і спеціальні вагові вікна (Блекмана, Бартлетта, Гаусса тощо), які забезпечують малі спотворення спектру при вирізанні віконних відрізків сигналів.

Лістинг прикладу віконного перетворення для нестационарного вібросигналу та результат приведений відповідно на рис. 2 і рис. 4.

За спектром сигналу S можна судити про наявність у його складі гармонійних коливань на більш ніж 6 ярко виражених частотах, визначати співвідношення між амплітудами цих коливань і визначити локальність коливань по інтервалу сигналу. Координатна роздільна здатність віконного перетворення визначається шириною віконної функції і обернено пропорційна частотній роздільній здатності.

Функціональні можливості короткотермінового перетворення Фур'є обмежує здатність аналізувати спектральний склад сигналів на інтервалі, однаковому для всіх частот, тобто роздільна здатність по частоті однакова для всього діапазону частот. Тобто, стосовно обробітку складних сигналів. До яких безумовно відносяться і

вібросигнали ДВЗ, проблема віконного короткотермінового перетворення полягає у тому, що приходится вибирати розмір вікна «раз і назавжди», тобто для аналізу всього сигналу. При цьому різні частини записаного сигналу можуть вимагати використання різних за тривалістю вікон. Наприклад, якщо сигнал складається із далеко віддалених один від одного частотних компонент, то можна пожертвувати частотним дозволом на користь тимчасового, і навпаки. Таким чином, у зв'язку з використанням фіксованої ширини вікна STFT не завжди підходить для аналізу сигналів з дуже низькою і високою частотою одночасно (сигнал перекладки поршня, форсунка, газорозподільчий механізм). Такий аналіз стає можливим при використанні гнучкого вікна яке стає вузьким при проходженні через високочастотну складову сигналу і стає широким при проходженні низькочастотної області сигналу. Таку можливість дає вейвлет-аналіз сигналів на основі вейвлетного перетворення (Wavelet Transform) [2, 3, 4, 5, 6].

$$wb(k, n) := \begin{cases} 0.42 - 0.5 \cdot \cos\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{k-1}{n-1}\right) + 0.08 \cdot \cos\left(4 \cdot \pi \cdot \frac{k-1}{n-1}\right) & \text{if } k \neq 0 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$N = 1.638 \times 10^4 \quad \Delta b := 128 \quad w := 127 \quad n := 0..N$$

$$S := \text{cfft}(M^{(0)}) \quad SQ := (M^{(0)}) \quad \Delta \omega S := \frac{2\pi}{\text{Discr} + 1}$$

$$\Delta \omega S w := \frac{2\pi}{w + 1} \quad \Delta \omega S = 3.835 \times 10^{-4}$$

$$S_w := N^{-1} \cdot \Delta b \cdot \text{sw}(SQ, N, \Delta b, w)$$

$$\text{sw}(s, N, \Delta b, w) := \begin{array}{l} k \leftarrow 0 \\ \text{for } b \in 0, \Delta b..N-w \\ \quad k \leftarrow k + 1 \\ \quad \text{for } n \in b..b+w \\ \quad \quad y_{n-b} \leftarrow s_n \cdot wb(n+1, w+1) \\ \quad S_w \leftarrow \text{CFFT}(y) \\ \quad \text{for } n \in 0..w \\ \quad \quad S_{k,n} \leftarrow S_{wn} \end{array}$$

Рис. 3. Лістинг віконного перетворення Фур'є та програма вікна Блекмана.

Вейвлетне перетворення сигналів – це розкладання сигналів на складові за допомогою спеціальної функції, яка дістала назву вейвлета (Wavelet).

Вейвлети стали необхідним математичним інструментом в багатьох дослідженнях. Їх використовують у випадках, коли результат аналізу певного сигналу має містити не тільки простий перелік його характерних частот, масштабів (спектральний аналіз), але і відомості про певні локальні координати, при яких ці частоти проявляють себе. Саме ця задача і полягає. Коли потрібно визначати моменти коли зароджуються дефекти в з'єднаннях ДВЗ. Загальний принцип побудови базису вейвлет-перетворення полягає

у використанні масштабного перетворення і зміщення. Базисом вейвлету є функція типу $\Psi\left(\frac{t-b}{a}\right)$, де b – зсув, a – масштаб.

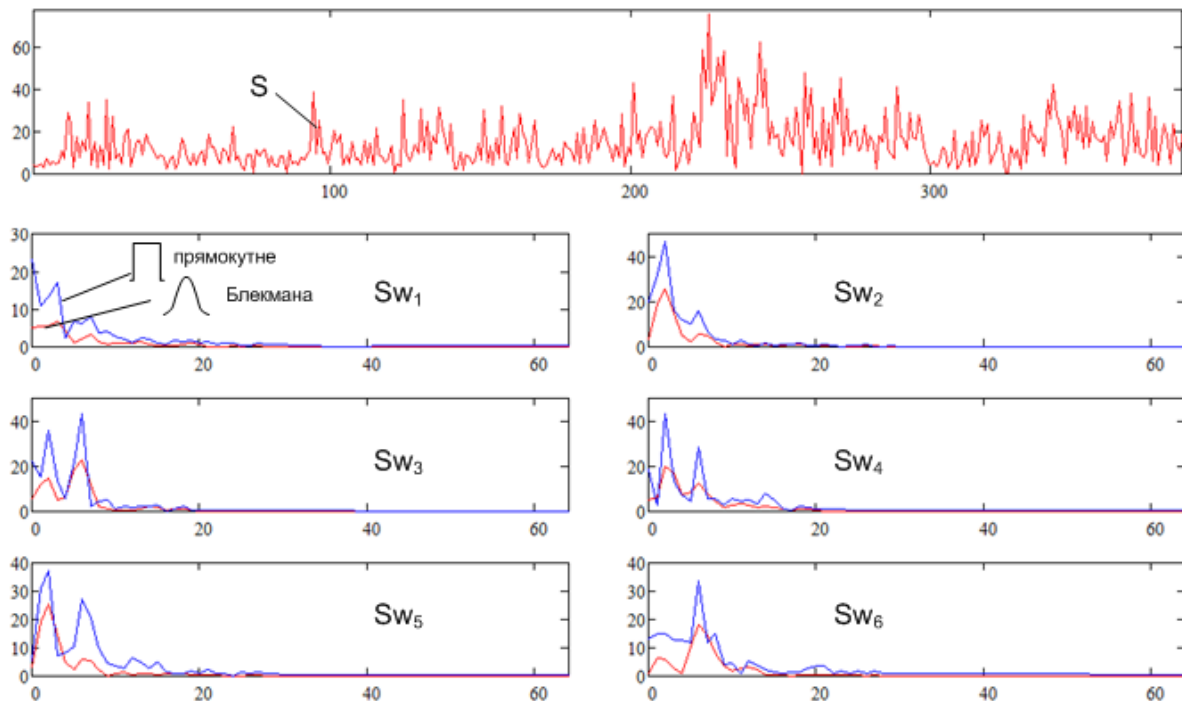


Рис. 4. Реалізація віконного перетворення з використанням двох типів вікон.

Крім того щоб виступати вейвлетом функція $\Psi(t)$ повинна мати нульову площу і ще краще нульовий перший.

Другий і інші моменти. Фур'є перетворення таких функцій рівне нулю при $\omega = 0$ і має вигляд полосового фільтру. При різних значеннях a це буде набір (блок) полосових фільтрів. При розрахунку вейвлетних спектрів вібросигнала в дискретній формі суттєве значення для наглядності і виразності спектру має частота дискретизації (крок) параметрів b і a . Крок дискретизації Δb , як правило. Приймається рівним Δt сигналів які аналізують, тобто рівний 1, при цьому часовий масштаб вейвлетного спектра відповідає часовому масштабу сигналу і зручний для локалізації особливостей сигналу. Для забезпечення можливості зміни базового розміру вейвлета у його формулу вводиться постійний масштабний коефіцієнт d (рис. 5).

Для прикладу спробуємо здійснити вейвлет перетворення в системі Mathcad використовуючи вейвлет Добеші четвертого порядку db4 використовуючи функції прямого $S := \text{wave}(s)$ і оберненого $s := \text{iwave}(S)$ перетворення. Для візуалізації картини коефіцієнтів субматриця переводиться в двовимірний масив з

приведенням до єдиної числової вісі вхідного сигналу (рис. 6) (розтягування коефіцієнтів по вісі зсувів без зміни їх значення).

$$\Psi(t, a, b, d) := \frac{1.0316}{\sqrt{a \cdot d}} \left[1 - 2 \cdot \left(\frac{t - b}{a \cdot d} \right)^2 \right] \cdot \exp \left[- \left(\frac{t - b}{a \cdot d} \right)^2 \right]$$

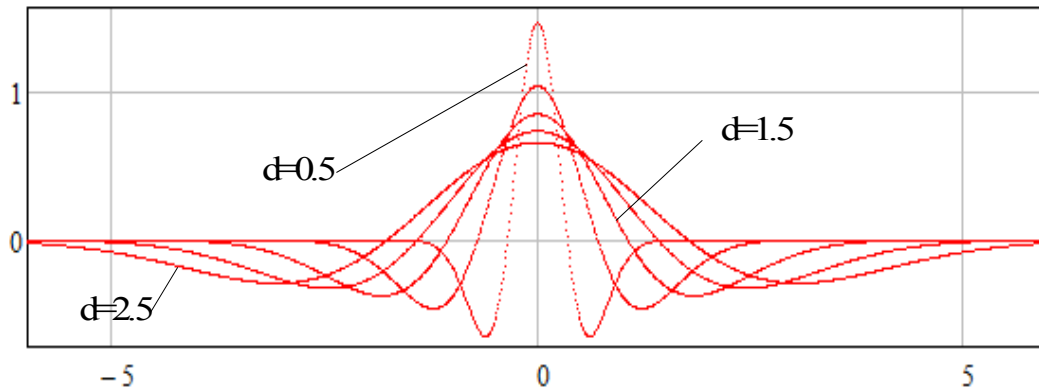


Рис. 5. Зміна базового розміру вейвлета МХАТ.

Вектор даних вейвлет-спектра - $TP := \text{wave}(M^{(0)})$ $G := 12$ $r := 0..G$
 $A_{r,j} := TP_{\text{floor}\left(\frac{j \cdot 2^{G-r}}{2^G + 1}\right)}$

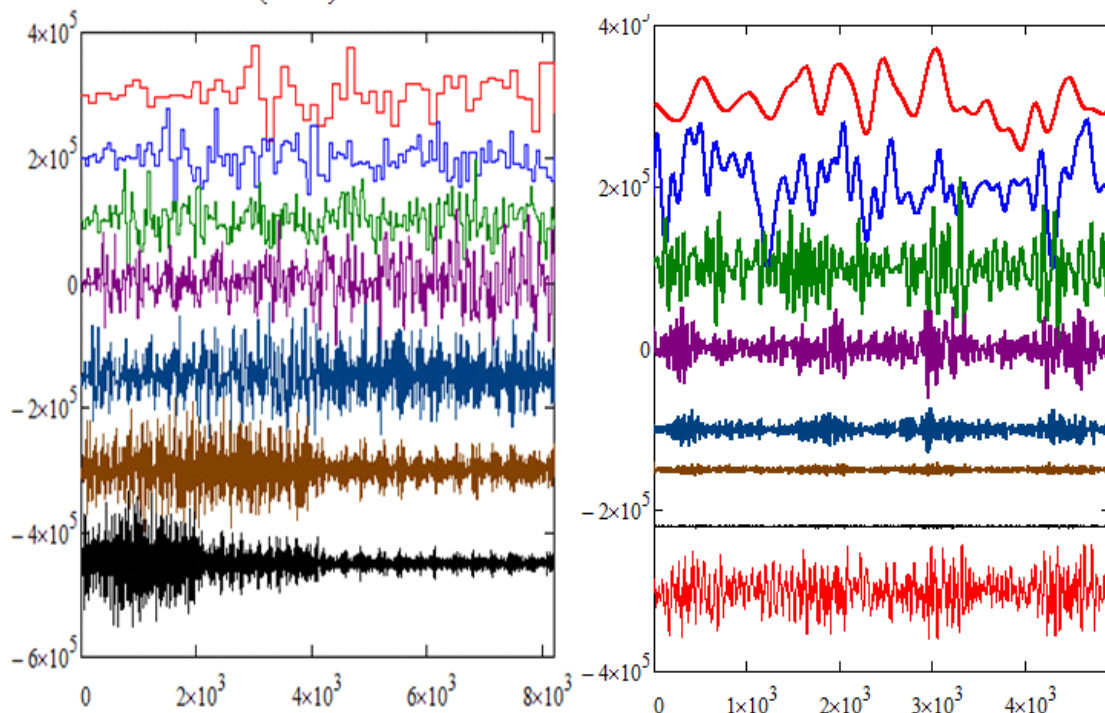


Рис. 6. Вейвлет спектр Добеші віброакустичного сигналу (справа – інтерпольована форма).

В силу діадності вейвлет-перетворення виразність вейвлетного спектру зберігає всі частотні часові особливості сигналів і що

найсуттєвіше дозволяє провести зміну (певний обробіток) сигналу на різних рівнях декомпозиції, а після обробітку виконувати обернене вейвлет перетворення без втрати інформації.

Результати розрахунку вейвлет спектру Добеші модельного сигналу (рис. 6) показані у вигляді 7-ми сімейств його коефіцієнтів.

Ці сім є самими інформативними, хоча загальна кількість може бути більшою. Ще є можливість вивести вейвлетний спектр в 2D и в 3D формі (рис. 7). Головною метою даної статті є показати можливість використання вейвлетів для очистки віброакустичного сигналу від шумів, до яких зазвичай відносять сигнали від інших джерел коливання.

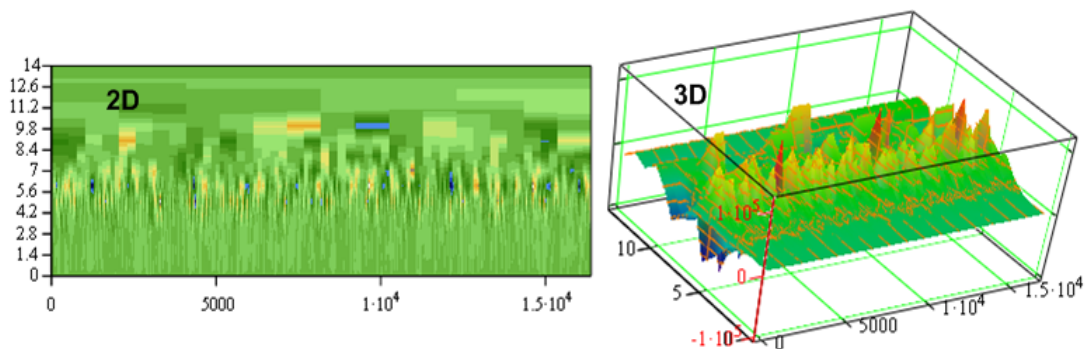


Рис. 7. 2D і 3D вигляд вейвлетного спектру Добеші вібросигналу ДВЗ.

При діагностуванні ЦПГ шумом можуть слугувати сигнали від паливної апаратури, газорозподільного механізму, тощо. Для очистки можна використовувати класичну фільтрацію, однак кращим варіантом є вейвлет очистка. Для початку такої очистки варто провести певні обчислення. Для підготовки вейвлет-перетворення визначається кількість рівнів повної декомпозиції сигналу M і масив доповнюється нулями до потрібної величини 2^M .

$$Ur := \text{ceil}\left(\frac{\ln(j)}{\ln(2)}\right) = \text{ceil}\left(\frac{\ln(16380)}{\ln(2)}\right) = 14, \quad (2)$$

де: j – кількість відліків (точок) записаного віброакустичного сигналу.

При діадному поділу спектра на кожному рівні декомпозиції, перший рівень деталізуючі коефіцієнтів буде сформований із високочастотної частини спектру сигналу від $\pi/2$ до π (в односторонній фізичній шкалі частот). Друга частина спектру від 0 до $\pi/2$ конвертується в апроксимуючі коефіцієнти. На другому рівні апроксимуючі коефіцієнти знову розділяються пополам із перетворенням діапазону $\pi/4$ - $\pi/2$ в деталізуючі, а діапазону 0 - $\pi/4$ в апроксимуючі коефіцієнти другого рівня декомпозиції і таким чином далі до повного розкладу (в нашому випадку 14 раз). Це дозволяє безпосередньо за частотним спектром сигналу встановити

орієнтовну межу шумів і відповідно рівні декомпозиції в яких потужність шумів близька і вище потужності сигналу.

При формуванні нової строчки рівня, коефіцієнти які перевищують встановлені пороги $ub := -3\sigma$ і $ut := +3\sigma$ шумового розподілу, доцільно зберігати повністю із невеликим пониженням значень. Після формування нової строчки декомпозиції (рис. 8) можна замінити нею відповідний рівень розкладу в повному масиві коефіцієнтів і візуально оцінити результат аналізуючи вхідний і вихідний певного рівня декомпозиції сигнали. Після оберненого вейвлет перетворення отриманий сигнал містить як значення власні так і значення вейвлет коефіцієнтів. Іншими словами отримує синтез (змішаний сигнал). Провівши швидке перетворення Фурє можна порівняти спектри чистого (вхідного-зелений) і синтезованого очищеного від шумів (вихідного-червоний) спектрів (рис. 9).

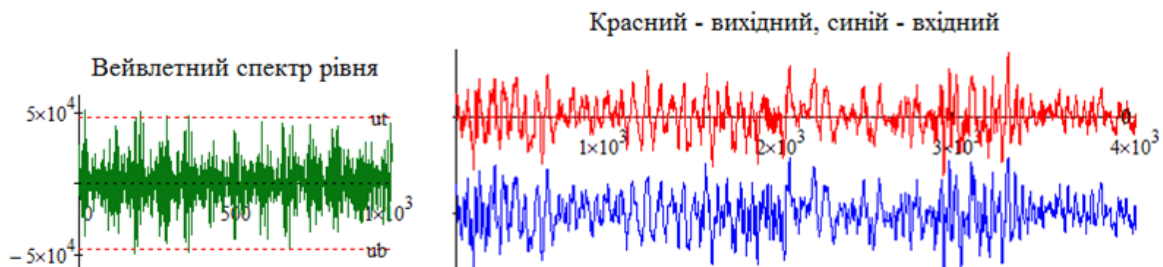


Рис. 8. Четвертий рівень декомпозиції вейвлетного перетворення.

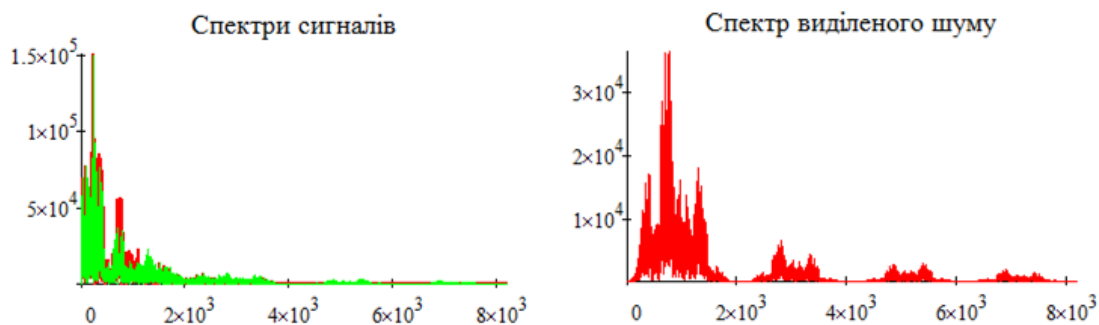


Рис. 9. Спектри до і після вейвлет перетворення та спектр шуму.

На спектрі сигналів можна бачити. Що вейвлетна очистка зберегла по всьому частотному діапазону характерні піки, які формують періодичні скачки значень сигналу, що не може виконати практично ніякий лінійний частотний фільтр. Однак використання після вейвлет очистки сигналу від шуму лінійних фільтрів є досить перспективним з точки зору розділення сигналів (рис. 10).

Використання лінійного полосового фільтру Баттерворда 6 порядку (рис. 10) дозволяє навіть візуально оцінити результат вейвлет очистки сигналу. Сигнал після фільтрації добре розділений і легко може бути використаний для автоматизованої системи

діагностики. Основна проблема такого програмного комплексу полягає в підборі форми вейвлету, вибору рівнів декомпозиції, що після певних досліджень може лягти в основу розробки відповідного автоматизованого програмного комплексу віброакустичного діагностування ДВЗ.

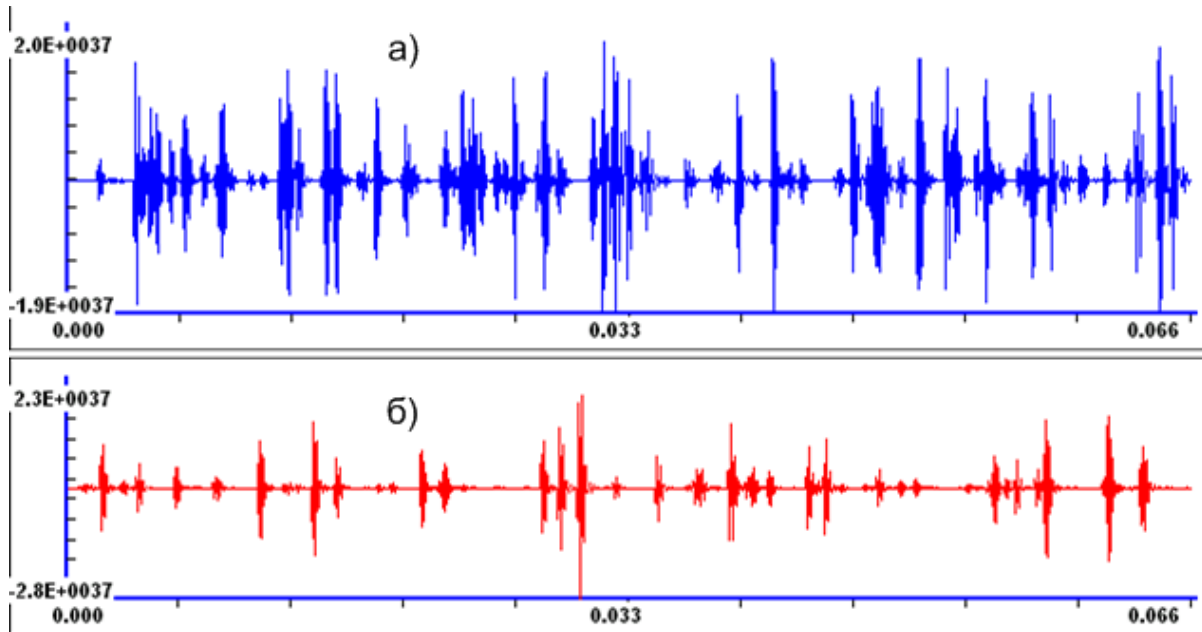


Рис. 10. Фільтрація вихідного а) і очищеного б) від шуму вібросигналу.

Висновок. Проведений аналіз підходів до віброакустичного діагностування ДВЗ показав перспективність використання віконного перетворення Фур'є та вейвлет перетворення. Використання вейвлет перетворення для аналізу віброакустичного сигналу ДВЗ, цього «мікроскопу» для сигналів дає можливість розпізнавати точніше не тільки зміни в стані механізмів ДВЗ, пов'язані із зношенням, а також і локалізацію джерела зміни. Даний механізм обробки вібросигналів варто покласти в основу розробки автоматизованої системи діагностики, роботи над якою уже ведуться на нашій кафедрі НУБіП України.

Список літератури

1. Александров А. А. Вибрация и вибродиагностика судового электрооборудования / А. А. Александров, А. В. Барков, Н. А. Баркова, В. А. Шафранский. – Изд. “Судостроение”, Ленинград, 1986. – 260 с.
2. Блаттер К. Вейвлет-анализ. Основы теории / К. Блаттер. – М.: Техносфера, 2006. – 280 с.
3. Малла С. Вэйвлеты в обработке сигналов / С. Малла ; пер. с англ. – М.: Мир, 2005. – 671 с., ил. – ISBN 5-03-003691-1.
4. Блаттер К. Вэйвлет-анализ. Основы теории / К. Блаттер. – Москва, 2004. – 280 с. – ISBN 5-94836-033-4.
5. Чуи Ч. Введение в вэйвлеты / Ч. Чуи ; пер. с англ. – М.: Мир, 2001. – 412 с., ил. – ISBN 5-03-003397-1.

6. Дремин И. М. Вейвлеты и их использование / И. М. Дремин, О. В. Иванов, В. А. Нечитайло // Успехи физических наук. – 2001. – Т. 171, №5. – С. 465–501.

References

1. Aleksandrov, A. A., Barkov, A. V., Barkova, N. A., Shafransky, V. A. (1986). Vybratsyya y vybrodyahnostyka sudovoho elektrooborudovanyya [Vibration and vibration diagnostics of marine electrical equipment]. Yzd. "Sudostroenye", Leningrad, 260.
2. Blatter, K. (2006). Veyvlet-analyz. Osnovi teoryy [Wavelet analysis. Fundamentals of the theory]. M.: Tekhnosfera, 280.
3. Malla, S. (2005). Veyvleti v obrabotke syhnalov [Wavelets in signal processing]. per. s anhl, M.: Myr, 671, yl. ISBN 5-03-003691-1.
4. Blatter, K. (2004). Veyvlet-analyz. Osnovi teoryy [Wavelet analysis. Fundamentals of the theory]. Moskva, 280, ISBN 5-94836-033-4.
5. Chu, Ch. (2001). Vvedeniye v veyvleti [Introduction to wavelets]. per. s anhl, M.: Myr, 412, ISBN 5-03-003397-1.
6. Dremyn, Y. M., Yvanov, O. V., Nechytailo, V. A. (2001). Veyvleti y ykh yspol'zovanyye [Wavelets and their use]. Successes of physical Sciences, T. 171, 5, 465–501.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЕЙВЛЕТ АНАЛИЗА ВИБРОСИГНАЛОВ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ ВЫЯВЛЕНИЯ ЕГО ЭФФЕКТИВНОСТИ

Л. Л. Тимова, А. В. Надточий

Аннотация. Рассмотрено использование вейвлет анализа виброакустического сигнала дизельного двигателя СМД-31А, как элемента адаптивной модели обработки вибросигнала с целью постановки точного и однозначного диагноза. Приведена очистка виброакустического сигнала от шума с использованием вейвлет преобразования вейвлетом Добеши db4 и доказана эффективность данного алгоритма для разработки программного комплекса виброакустического диагностирования ДВС. Для моделирования использовались математические пакеты Mathcad 15.

Проведенный анализ подходов к виброакустического диагностирования ДВС показал перспективность использования оконного преобразования Фурье и вейвлет преобразования. Использование вейвлет преобразования для анализа виброакустического сигнала ДВС, этого «микроскопа» для сигналов дает возможность распознавать точнее не только изменения в состоянии механизмов ДВС, связанные с износом, а также и локализацию источника изменения. Данный механизм обработки вибросигналов стоит положить в основу розробітку автоматизированной системы диагностики, работы над которой уже ведутся на нашей кафедре НУБіП Украины.

Ключевые слова: вибросигнал, спектр, спектральный анализ, преобразование Фурье, вейвлет, декомпозиция

MODELING OF WAVELET ANALYSIS OF VIBRATION SIGNALS OF DIESEL ENGINE TO DETECT EFFECTIVENESS

L. L. Titova, O. V. Nadtochiy

Abstract. *Considered the use of wavelet analysis of vibro-acoustic signal for diesel engine SMD-31A, as an element of the adaptive processing model of the vibration signal for the purpose of setting an accurate and definitive diagnosis. The cleaning of vibro-acoustic signal from the noise using wavelet transform the Daubechies wavelet db4 and proven effectiveness of this algorithm for the development of a program complex vibro-acoustic diagnostics of internal combustion engines. For modelling we used the mathematical package Mathcad 15.*

The analysis of approaches to vibroacoustic diagnostics of internal combustion engines has shown the prospects of using windowed Fourier transform and wavelet transform. The use of wavelet transform for the analysis of vibro-acoustic signal of the internal combustion engine, this "microscope" for signals enables to identify more precisely not only to changes in the condition of internal combustion engine mechanisms related to wear and tear, and also the localization of the source of the change. This mechanism of processing of vibration signals should be based on a rose robco automated system diagnostics, which are already underway in our Department NULES of Ukraine.

Keywords: *vibration spectrum, spectral analysis, Fourier transformation, wavelet, decomposition*

УДК 621.9.048.7:621.373.826:631.31

ЛАЗЕРНЕ ЗМІЦНЕННЯ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ҐРУНТООБРОБНИХ ЗНАРЯДЬ ЗІ СТАЛІ 65Г

Ю. О. Ковальчук, кандидат технічних наук
Уманський національний університет садівництва
e-mail: temp1405@mail.ru

Анотація. *Встановлено залежність впливу різних режимів лазерної обробки на мікротвердість сталі 65Г. Показано розподіл мікротвердості по глибині ґартування зразків із даної сталі при обробці лазером безперервної дії. Визначено швидкість переміщення лазерного променя по поверхні зразка, при якій з'являється зона плавлення. Встановлено вплив режимів лазерної обробки на глибину ґартування зразків сталі 65Г. Виявлено значне підвищення якості зміцнених лазером шарів даної сталі шляхом використання височастотного сканування лазерного променя.*

© Ю. О. Ковальчук, 2016

MODELING OF WAVELET ANALYSIS OF VIBRATION SIGNALS OF DIESEL ENGINE TO DETECT EFFECTIVENESS

L. L. Titova, O. V. Nadtochiy

Abstract. *Considered the use of wavelet analysis of vibro-acoustic signal for diesel engine SMD-31A, as an element of the adaptive processing model of the vibration signal for the purpose of setting an accurate and definitive diagnosis. The cleaning of vibro-acoustic signal from the noise using wavelet transform the Daubechies wavelet db4 and proven effectiveness of this algorithm for the development of a program complex vibro-acoustic diagnostics of internal combustion engines. For modelling we used the mathematical package Mathcad 15.*

The analysis of approaches to vibroacoustic diagnostics of internal combustion engines has shown the prospects of using windowed Fourier transform and wavelet transform. The use of wavelet transform for the analysis of vibro-acoustic signal of the internal combustion engine, this "microscope" for signals enables to identify more precisely not only to changes in the condition of internal combustion engine mechanisms related to wear and tear, and also the localization of the source of the change. This mechanism of processing of vibration signals should be based on a rose robco automated system diagnostics, which are already underway in our Department NULES of Ukraine.

Keywords: *vibration spectrum, spectral analysis, Fourier transformation, wavelet, decomposition*

УДК 621.9.048.7:621.373.826:631.31

ЛАЗЕРНЕ ЗМІЦНЕННЯ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ҐРУНТООБРОБНИХ ЗНАРЯДЬ ЗІ СТАЛІ 65Г

Ю. О. Ковальчук, кандидат технічних наук
Уманський національний університет садівництва
e-mail: temp1405@mail.ru

Анотація. *Встановлено залежність впливу різних режимів лазерної обробки на мікротвердість сталі 65Г. Показано розподіл мікротвердості по глибині ґартування зразків із даної сталі при обробці лазером безперервної дії. Визначено швидкість переміщення лазерного променя по поверхні зразка, при якій з'являється зона плавлення. Встановлено вплив режимів лазерної обробки на глибину ґартування зразків сталі 65Г. Виявлено значне підвищення якості зміцнених лазером шарів даної сталі шляхом використання височастотного сканування лазерного променя.*

© Ю. О. Ковальчук, 2016

Отже, значне підвищення міцності та зносостійкості робочих органів ґрунтообробних машин зі сталі 65Г може бути досягнуте завдяки використанню метода поверхневого лазерного зміцнення. Встановлено залежність глибини зони зміцнення та мікротвердості даної сталі від швидкості лазерної обробки.

Також якість зміцнених лазером шарів сталі можна підвищити шляхом використання височастотного сканування лазерного променя. Підтримка даних досліджень з боку держави дозволить забезпечити розробку та широке впровадження у виробництво технологій лазерного зміцнення робочих органів ґрунтообробних машин.

Ключові слова: *метод поверхневої лазерної обробки, лазерне випромінювання, зона лазерного впливу, зміцнення, гартування, сталь 65Г, зносостійкість, робочі органи ґрунтообробних знарядь*

Постановка проблеми. Перед виробниками ґрунтообробних машин однією із першочергових задач стоїть забезпечення підвищення зносостійкості їх робочих органів.

На даний момент метод поверхневої лазерної обробки ще не знайшов свого застосування в нашій країні, хоча він може успішно застосовуватися для зміцнення робочих органів ґрунтообробних машин. Для виготовлення даних робочих органів вітчизняні виробники в абсолютній більшості випадків використовують сталь 65Г, що показали проведені опитування.

Лазерне зміцнення сталі забезпечить тим вищу твердість матеріалу, чим більший вміст у сталі вуглецю. Серед сталей 45, Л53 та 65Г найбільшу мікротвердість за глибиною зміцненого шару має сталь 65Г, тому що в ній найбільше міститься вуглецю. Тому застосування лазерної поверхневої обробки сталі 65Г порівняно з іншими сталями є більш ефективним, а дослідження параметрів лазерного зміцнення даної сталі є актуальним.

Аналіз останніх досліджень. Вплив методу поверхневої лазерної обробки на властивості матеріалів за останні роки досліджували в своїх працях такі науковці та вчені, як О. Г. Григор'янц, В. П. Вейко, В. С. Черненко, І. М. Шиганов, М. В. Кіндрачук, О. І. Дудка, В. С. Коваленко та інші, які детально займалися питаннями впливу лазерного випромінювання на поверхню сталевих зразків у різних випадках та для різних матеріалів [1–4].

Дослідження щодо зміцнення різних деталей сільськогосподарської техніки за допомогою лазерного випромінювання наводились в наукових працях В. М. Бобрицького, І. Ф. Буханової, Т. С. Скобло, О. Й. Мажейка та інших [5–10]. Останні дослідження

щодо впливу лазерного випромінювання на сталь 65Г здійснювали науковці В. П. Бірюков та В. Ю. Наскевич [11, 12].

Мета – дослідження залежності глибини та мікротвердості зміцненого шару сталі 65Г від швидкості лазерної обробки та впливу скануючого лазерного променя на властивості сталі для забезпечення підвищення зносостійкості робочих органів ґрунтообробних знарядь.

Результати досліджень. Для підвищення міцності та зносостійкості конструкційних сталей можна використовувати лазерну обробку. Її перевагами є висока швидкість та якість обробки. Високі швидкості нагрівання й охолодження при лазерній обробці призводять до створення структур з високою мікротвердістю.

При зміцненні сталі 65Г твердість її поверхневих шарів може приймати значення більші 60 HRC.

При лазерній обробці з оплавленням зразків із даної сталі відбувається формування верхньої зони оплавлення, в якій основною структурою є мартенсит. Далі у приповерхневому шарі формується зона твердої фази з мартенситу і залишкового аустеніту, а у глибині шару присутні елементи вихідної структури, ферит і цементит. Наступною формується перехідна зона, або зона відпуску, що характеризується невисокою мікротвердістю.

На рис. 1 зображено зміну мікроструктури сталі 65Г при обробці лазером безперервної дії. Якщо в зоні без термообробки переважають елементи вихідної мікроструктури ферит і перліт, то в перехідній зоні – ферит і цементит, а в зоні гартування – мартенсит і залишковий аустеніт. Слід зазначити наявність зони плавлення з переважаючим мартенситом [12].

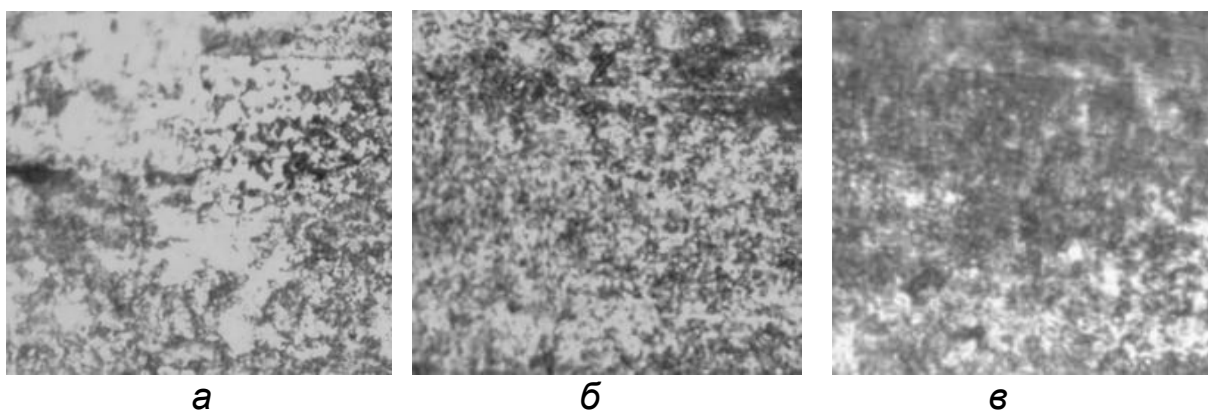


Рис. 1. Вплив лазерного випромінювання на мікроструктуру зразків сталі 65Г ($\times 100$): а – зона без термообробки; б – перехідна зона; в – термооброблена лазером зона.

Мікротвердість зразків зі сталі 65Г зростає зі збільшенням швидкості переміщення лазерного променя в деякому інтервалі

невеликих швидкостей, але глибина загартованого шару знижується. Лазерне нагрівання поверхні зразків вище температури аустенітного перетворення забезпечує після зсуву променя високу швидкість охолодження й утворення в шарі мартенситної структури високої мікротвердості. Максимальна мікротвердість сталі 65Г після лазерної обробки досягає значень 55...65 HRC при глибині гартування до 1150 мкм.

Залежність глибини гартування сталі 65Г від швидкості переміщення лазерного променя при обробці зразка лазером безперервної дії показана на рис. 2 [12].

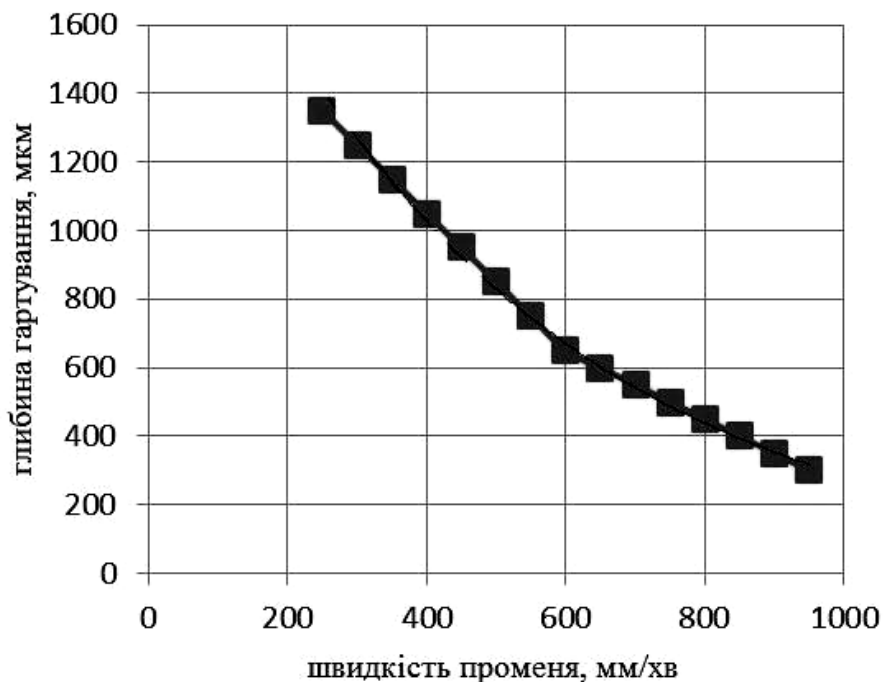


Рис. 2. Залежність глибини гартування від швидкості переміщення лазерного променя.

Глибина загартованого шару зменшується зі збільшенням швидкості переміщення лазерного променя по поверхні зразків зі сталі 65Г, що обумовлено скороченням часу впливу лазерного променя на поверхню обробки та, як наслідок, менш сильним термічним впливом на поверхню. При використанні CO₂-лазера безперервного випромінювання потужністю 1,2 кВт для сталі 65Г зона плавлення з'являється при зменшенні швидкості переміщення лазерного променя нижче 550...490 мм/хв.

Залежність мікротвердості поверхні сталі 65Г від швидкості переміщення променя при обробці лазером безперервної дії показана на рис. 3 [12].

Мікротвердість оброблених лазерним випромінюванням зразків зі сталі 65Г збільшується зі збільшенням швидкості переміщення

лазерного променя в даному діапазоні невеликих швидкостей, що обумовлено зменшенням часу впливу лазерного променя на оброблювану поверхню, а отже більш високою швидкістю охолодження, у результаті чого утворюється мартенсит. Зміцнення сталі 65Г забезпечує загартування структури, що складається з мартенситу, карбідів і невеликої кількості залишкового аустеніту. Структура дрібнозернистого мартенситу забезпечується високою швидкістю охолодження, що значно перевищує критичну.

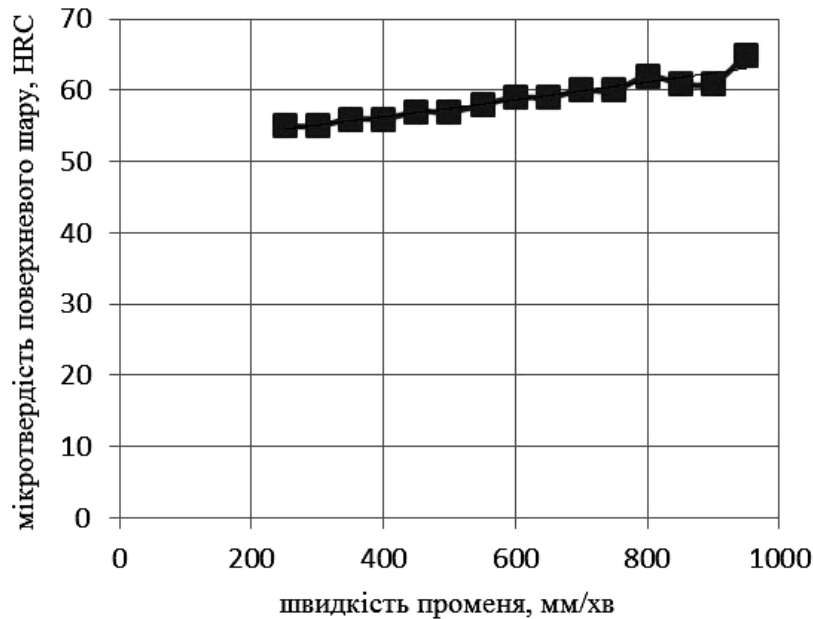


Рис. 3. Залежність мікротвердості поверхні від швидкості переміщення лазерного променя.

Поверхневий шар в основному складається з мартенситу. Характерна риса мартенситу – висока твердість, міцність і низька пластичність. Залишковий аустеніт вносить елементи пластичності.

Дані явища показують істотний вплив хімічного складу сталі на мікротвердість і глибину зміцнення. Шляхом металографічного дослідження встановлено, що лазерне гартування сталі 65Г забезпечує дрібнозернисту мартенситну структуру із глибиною загартованого шару до 1,35 мм і твердістю поверхні до значень 55..65 HRC.

Застосування високочастотного сканування лазерного променя по нормалі до траєкторії руху відповідної деталі значно підвищує якість зміцнених шарів в порівнянні з обробкою нерухомим розфокусованим променем. У разі скануючого променя відбуваються більш істотні структурні зміни в поверхневих шарах сталі, з'являються фрагменти з більш значним подрібненням елементів структури. В результаті гартування лазерним променем

культиваторних лап їх зносостійкість підвищилася в 4-5 разів, що підтвердили відповідні польові випробування [11].

Висновки

1. Отже, значне підвищення міцності та зносостійкості робочих органів ґрунтообробних машин зі сталі 65Г може бути досягнуте завдяки використанню метода поверхневого лазерного зміцнення. Встановлено залежність глибини зони зміцнення та мікротвердості даної сталі від швидкості лазерної обробки.

2. Також якість зміцнених лазером шарів сталі можна підвищити шляхом використання височастотного сканування лазерного променя. Підтримка даних досліджень з боку держави дозволить забезпечити розробку та широке впровадження у виробництво технологій лазерного зміцнення робочих органів ґрунтообробних машин.

Список літератури

1. Григорьянц А. Г. Технологические процессы лазерной обработки : учеб. пособие для вузов / Григорьянц А. Г., Шиганов И. Н., Мисюров А. И. ; под ред. А. Г. Григорьянца. – 2-е изд., стереотип. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2008. – 664 с.
2. Черненко В. С. Променеві методи обробки : Навч. посібник / В. С. Черненко, М. В. Кіндрачук, О. І. Дудка. – К.: Кондор, 2008. – 166 с.
3. Вейко В. П. Опорный конспект лекций по курсу «Лазерные технологии». Введение в лазерные технологии / В. П. Вейко, А. А. Петров. – СПб: СПбГУ ИТМО, 2009. – 143 с.
4. Упрочнение деталей лучом лазера / В. С. Коваленко, Л. Ф. Головкин, Г. В. Меркулов, А. И. Стрижак ; ред. В. С. Коваленко. – К.: Техника, 1981. – 131 с.
5. Бирюков В. П. Повышение износостойкости деталей сельскохозяйственной техники и почвообрабатывающих орудий лазерным упрочнением и наплавкой / В. П. Бирюков // Лазерные технологии в сельском хозяйстве : Тематический сборник. – М.: Техносфера, 2008. – С. 256–264.
6. Буханова И. Ф. Применение лазерного излучения для упрочнения и восстановления деталей сельскохозяйственного машиностроения / И. Ф. Буханова, В. В. Дивинский, В. М. Журавель // Лазерные технологии в сельском хозяйстве : Тематический сборник. – М.: Техносфера, 2008. – С. 264–270.
7. Мажейка О. Й. Модифікування технології лазерної обробки деталей сільськогосподарської техніки / О. Й. Мажейка // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Вип. 21. – Кіровоград: КНТУ, 2008. – С. 164–167.
8. Бобрицький В. М. Підвищення зносостійкості різальних елементів робочих органів ґрунтообробних машин : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.02.04 «Тертя та зношування в машинах» / В. М. Бобрицький. – К., 2007. – 20 с.
9. Бирюков В. П. Восстановление и упрочнение поверхностей лазерным излучением / В. П. Бирюков // Фотоника. – 2009. – № 3. – С. 14–16.
10. Разработка технологии восстановления с использованием лазерного луча / Т. С. Скобло, А. И. Сидашенко, А. В. Сайчук, В. Л. Манило // Научный вестник Луганского национального аграрного университета. Серия «Технические науки». – 2011. – № 30. – С. 257–265.

11. Бирюков В. П. Изменение структуры и свойств сталей при лазерном упрочнении / В. П. Бирюков // Фотоника. – 2012. – № 3. – С. 22–26.
12. Наскевич В. Ю. Исследование влияния параметров лазерной обработки на поверхностный слой конструкционной стали / В. Ю. Наскевич / Вестник Гродзенского государственного университета имени Янки Купалы. Серия «Техника». – 2013. – № 4. – С. 59–65.

References

1. Hryhor'yants, A. H., Shyhanov, Y. N., Mysyurov, A. Y. (2008). Tekhnolohycheskye protsessy lazernoy obrabotky. Ucheb. posobie dlya vuzov [Technological processes of laser processing : Textbook. manual for universities]. 2-e yzd., stereotyp, M.: Yzd-vo MHTU ym. N. E. Baumana, 664.
2. Chernenko, V. S., Kindrachuk, M. V., Dudka, O. I. (2008). Promenevi metody obrobky [Radiation processing] : Navch. posibnyk. K.: Kondor, 166.
3. Veyko, V. P., Petrov, A. A. (2009). Oporniy konspekt lektsyy po kursu «Lazernie tekhnolohyy». Vvedeniye v lazernie tekhnolohyy [Basic abstract of lectures on "Laser technology". Introduction to laser technology]. SPb: SPbHU YTMO, 143.
4. Kovalenko, V. S., Holovko, L. F., Merkulov, H. V., Stryzhak A. Y. (1981). Uprochneniye detaley luchom lazera [Strengthening of parts by laser beam]. K.: Tekhnika, 131.
5. Byryukov, V. P. (2008). Povisheniye yznosostoykosty detaley sel'skokhozyaystvennoy tekhniki y pochvoobrabatyvayushchykh orudyy lazernim uprochneniyem y naplavkoy [Strengthening of parts by laser beam]. Laser technology in agriculture : case collection, M.: Tekhnosfera, 256–264.
6. Bukhanova, Y. F., Dyvynskyy, V. V., Zhuravel', V. M. (2008). Prymeneniye lazernoho yzlucheniya dlya uprochneniya y vosstanovleniya detaley sel'skokhozyaystvennoho mashynostroeniya [Application of laser radiation for hardening and restoration of details of agricultural engineering]. Laser technology in agriculture : case collection, M.: Tekhnosfera, 264–270.
7. Mazheyka, O. Y. (2008). Modyfikuvannya tekhnolohiyi lazernoyi obrobky detaley sil'skohospodars'koyi tekhniki [The modification technology of laser machining agricultural technology]. Collection of scientific works Kirovo-town national technical University. Technology in agricultural production, industry machinery, automation, Vyp. 21, Kirovohrad: KNTU, 164–167.
8. Bobryts'kyy, V. M. (2007). Pidvyshchennya znosostiynosti rizal'nykh elementiv robochykh orhaniv gruntoobrobnykh mashyn [Improvement of wear resistance of cutting elements of the working bodies of tillage machines] : avtoref. dys. na zdobuttya nauk. stupenya kand. tekhn. nauk : spets. 05.02.04 «Tertya ta znoshuvannya v mashynakh». K., 20.
9. Byryukov, V. P. (2009). Vosstanovleniye y uprochneniye poverkhnostey lazernim yzlucheniyem [Restoration and hardening of surfaces by laser radiation]. Photonics, 3, 14–16.
10. Skoblo, T. S., Sydashenko, A. Y., Saychuk, A. V., Manylo, V. L. (2011). Razrabotka tekhnolohyy vosstanovleniya s yspol'zovanyem lazernoho luchu [Development of recovery technology using a laser beam]. Scientific Bulletin of Lugansk national agrarian University. Series "Technical Sciences", 30, 257–265.
11. Byryukov, V. P. (2012). Yzmeneniye struktury y svoystv staley pry lazernom uprochneniyi [Changes in the structure and properties of steels during laser hardening]. Photonics, 3, 22–26.
12. Naskevych, V. Yu. (2013). Yssledovaniye vliyaniya parametrov lazernoy obrabotky na poverkhnostniy sloy konstruktsyonnoy stali [Study of the influence of parameters of laser treatment on surface layer structural steel]. Bulletin Grodnenskogo state University named after Yanka Kupala. Series "Engineering", 4, 59–65.

ЛАЗЕРНОЕ УПРОЧНЕНИЕ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ ОРУДИЙ ИЗ СТАЛИ 65Г

Ю. О. Ковальчук

Аннотация. Установлено зависимость влияния различных режимов лазерной обработки на микротвердость стали 65Г. Показано распределение микротвердости по глубине закалки образцов из данной стали при обработке лазером непрерывного действия. Определена скорость перемещения лазерного луча по поверхности образца, при которой появляется зона плавления. Установлено влияние режимов лазерной обработки на глубину закалки образцов стали 65Г. Выявлено значительное повышение качества упрочненных лазером слоев данной стали путем использования высокочастотного сканирования лазерного луча.

Следовательно, значительное повышение прочности и износостойкости рабочих органов почвообрабатывающих машин из стали 65Г может быть достигнуто благодаря использованию метода поверхностного лазерного упрочнения. Установлена зависимость глубины зоны упрочнения и микротвердости данной стали от скорости лазерной обработки.

Также качество упрочненных лазером слоев стали можно повысить путем использования высокочастотного сканирования лазерного луча. Поддержка данных исследований со стороны государства позволит обеспечить разработку и широкое внедрение в производство технологий лазерного упрочнения рабочих органов почвообрабатывающих машин.

Ключевые слова: метод поверхностной лазерной обработки, лазерное излучение, зона лазерного воздействия, упрочнение, закалка, сталь 65Г, износостойкость, рабочие органы почвообрабатывающих орудий

LASER STRENGTHENING OF WORKINGS ORGANS OF SOIL-CULTIVATING INSTRUMENTS OF STEEL 65G

Yu. O. Kovalchuk

Abstract. The dependence of the effect of different laser processing conditions on the microhardness of steel 65G. The distribution of microhardness hardening depth from the steel samples treated at continuous laser. Determined moving speed of the laser beam on the sample surface, at which there is a melting zone. The effect of laser treatment regimes 65G steel samples hardened depth. A significant increase in quality of a laser-hardened steel of this layer revealed through the use of high-frequency scanning of the laser beam.

Consequently, a significant increase in the strength and durability of the working bodies of tillage machines from steel 65G can be achieved through the use of the method of surface laser hardening. The dependence of the depth of the hardening zone and the microhardness of the steel of the speed of laser processing.

The quality of laser-hardened layers of steel can be increased by using high-frequency scanning of the laser beam. Support for these studies from the state will ensure the development and dissemination of production technology laser hardening of the working bodies of tillage machines.

Keywords: *method of surface laser treatment, laser radiation, zone laser treatment, hardening, tempering, steel 65G, wear, workings organs of soil-cultivating instruments*

УДК 621.7.002

МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ТА НАВАНТАЖЕНЬ ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ МЕХАНІЗМІВ ПІДЙОМУ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН ПУСКУ

**Ю. В. Човнюк, І. М. Сівак, кандидати технічних наук
e-mail: sivakim@ukr.net**

Анотація. Запропонована математична модель для аналізу динамічних процесів та навантажень пружних елементів (канатів) механізмів підйому вантажу кранів у режимах їх пуску, яка враховує дискретно-континуальні властивості подібних систем.

У процесі моделювання динаміки та навантажень пружних елементів (канатів) механізму підйому вантажопідйомних машин останні зазвичай розглядають як системи із зосередженими параметрами, проте такий підхід не дозволяє правильно оцінити й розрахувати навантаження на пружний елемент (особливо у випадках його значної довжини) та врахувати процеси хвиле утворень, коливань, що виникають у ньому. Тому розрахунки навантажень на пружний елемент вантажопідйомної машини вимагають зміни й суттєвого нормування існуючих підходів (та інженерних методів розрахунку) у оцінці та аналізі явищ, що виникають у канаті, як системі із розподіленими параметрами (особливо у режимах пуску гальмування машини, коли розвиваються значні навантаження на всі її складові).

Запропонована адекватна математична модель динамічних процесів та навантажень пружних елементів (канатів) механізмів підйому вантажу кранів у режимах їх пуску.

Знайдені точні аналітичні розв'язки вказаної моделі, які правильно відображають її (системи) дискретно-континуальні властивості.

© Ю. В. Човнюк, І. М. Сівак, 2016

The quality of laser-hardened layers of steel can be increased by using high-frequency scanning of the laser beam. Support for these studies from the state will ensure the development and dissemination of production technology laser hardening of the working bodies of tillage machines.

Keywords: *method of surface laser treatment, laser radiation, zone laser treatment, hardening, tempering, steel 65G, wear, workings organs of soil-cultivating instruments*

УДК 621.7.002

МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ТА НАВАНТАЖЕНЬ ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ МЕХАНІЗМІВ ПІДЙОМУ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН ПУСКУ

**Ю. В. Човнюк, І. М. Сівак, кандидати технічних наук
e-mail: sivakim@ukr.net**

Анотація. Запропонована математична модель для аналізу динамічних процесів та навантажень пружних елементів (канатів) механізмів підйому вантажу кранів у режимах їх пуску, яка враховує дискретно-континуальні властивості подібних систем.

У процесі моделювання динаміки та навантажень пружних елементів (канатів) механізму підйому вантажопідйомних машин останні зазвичай розглядають як системи із зосередженими параметрами, проте такий підхід не дозволяє правильно оцінити й розрахувати навантаження на пружний елемент (особливо у випадках його значної довжини) та врахувати процеси хвиле утворень, коливань, що виникають у ньому. Тому розрахунки навантажень на пружний елемент вантажопідйомної машини вимагають зміни й суттєвого нормування існуючих підходів (та інженерних методів розрахунку) у оцінці та аналізі явищ, що виникають у канаті, як системі із розподіленими параметрами (особливо у режимах пуску гальмування машини, коли розвиваються значні навантаження на всі її складові).

Запропонована адекватна математична модель динамічних процесів та навантажень пружних елементів (канатів) механізмів підйому вантажу кранів у режимах їх пуску.

Знайдені точні аналітичні розв'язки вказаної моделі, які правильно відображають її (системи) дискретно-континуальні властивості.

© Ю. В. Човнюк, І. М. Сівак, 2016

Подібні підходи й розв'язки, отримані у роботі, можуть спрямувати у подальшому для вдосконалення й уточнення існуючих методів інженерного розрахунку подібних систем.

Ключові слова: *моделювання, динамічний процес, навантаження, пружний елемент, механізм підйому*

Постановка проблеми. У процесі моделювання динаміки та навантажень пружних елементів (канатів) механізму підйому вантажопідйомних машин останні зазвичай розглядають як системи із зосередженими параметрами, проте такий підхід не дозволяє правильно оцінити й розрахувати навантаження на пружний елемент (особливо у випадках його значної довжини) та врахувати процеси хвиле утворень, коливань, що виникають у ньому.

Тому розрахунки навантажень на пружний елемент вантажопідйомної машини вимагають зміни й суттєвого нормування існуючих підходів (та інженерних методів розрахунку) у оцінці та аналізі явищ, що виникають у канаті, як системі із розподіленими параметрами (особливо у режимах пуску гальмування машини, коли розвиваються значні навантаження на всі її складові).

Аналіз останніх досліджень. Спрощені математичні (динамічні) моделі механізму підйому вантажу кранів наведені у [1, 3]. На основі вказаних моделей проведена оптимізація режимів їх руху (зокрема пуску).

Проте розвинутий підхід не враховує континуальні властивості розглядуваних систем, зокрема їх пружних елементів/канатів.

Мета досліджень є вдосконалення існуючих математичних моделей для аналізу динамічних процесів та навантажень пружних елементів (канатів) механізмів підйому вантажу (мостових) кранів у режимах їх пуску, які враховують дискретно-континуальні властивості подібних систем на основі підходу, розвинутого у [2].

Результати досліджень. 1. Динамічна модель механізму підйому вантажопідйомного крана (дискретно-континуальний варіант).

Використаємо підхід авторів [1] щодо моделювання динаміки механізму підйому вантажу кранів у режимі їх пуску у тій його частині, яка стосується дискретних властивостей системи, зокрема, при визначенні зусилля R у канаті.

Вказана величина визначається наступним виразом:

$$R = \left\{ \frac{m_b}{\eta_2} \frac{g}{n} + \left(\frac{m_6}{n^2} + 2H\rho \right) \times \frac{\left[\frac{2M \times \eta_1}{D} \times i - \frac{m_6}{\eta_2} \frac{g}{n} \right]}{\left\{ \frac{4[I_1 I_2 I_{31} \times i^2 + I_{32} + I_4]}{D^2} + \frac{m_6}{n^2} + 2H\rho \right\}} \right\}, \quad (1)$$

де: m_b – маса вантажу, g – прискорення вільного падіння, n – кратність полістасової системи, η_1 , η_2 – коефіцієнт корисної дії передачі від двигуна до барабана і полістасової системи, відповідно, H – довжина рухомих гілок каната, ρ – маса одиниці

довжини каната, M – рушійний момент на валу двигуна, D – діаметр барабана, i – передавальне відношення валів із зубчастими колесами, $I_1 I_2 I_{31} I_{32} I_4$ – моменти інерції маси двигуна, гальмівного шків, передавального механізму й барабан, відповідно:
 $R = \left\{ \frac{(m_{n1} + m_{n2}) * C_n}{m_{n1} * m_{n2}} \right\}^{1/2}$, де m_{n1} – приведена маса ротора двигуна, гальмівного шків, зубчастих колес та барабана до гілок канату, m_{n2} – приведена маса вантажу до гілок канату, C_n – приведена жорсткість гілок канату (див. рис. 1), t – час.

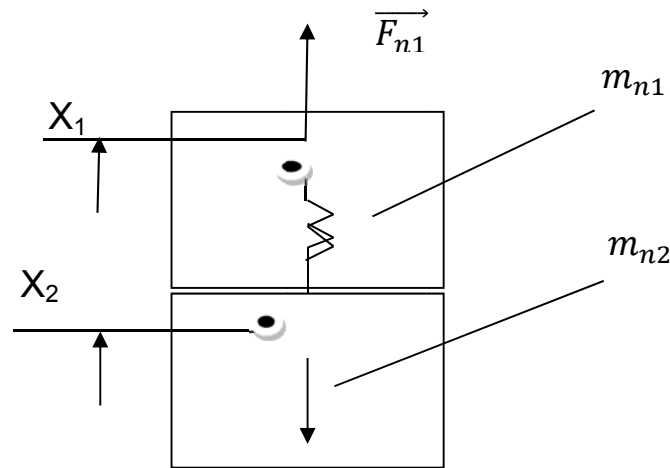


Рис. 1. Спрощена динамічна модель механізму підйому вантажопідйомного крана.

Слід зазначити, що у (1) й на рис. 1 збережені всі позначення авторів [1]. На рис. 1: $\vec{F}_{n1}$, $\vec{F}_{n2}$ – приведені до канату сили від дії відповідно рушійного моменту на валу двигуна й вантажу, x_1 , x_2 – координати центрів мас відповідно m_{n1} , m_{n2} .

Приведена жорсткість C_n канатно-полісластової системи:

$$C_n = \frac{2ES}{n^2} * \left\{ \frac{1}{(n-1)h} + \frac{1}{H} \right\}, \quad (2)$$

де: E – модель пружності канату, S – площа його поперечного перерізу, h – відстань між вісями рухомих і нерухомих блоків системи.

Вираз (2) для R отриманий за умови, що $F_{n1} = \text{const}$, й $F_{n2} = \text{const}$, і не є функціями часу t . Для $x_1(t)$ й $x_2(t)$ у [1], отримані наступні вирази:

$$\left\{ \begin{array}{l} x_1(t) = C_0 + \frac{f}{2R^2} * t^2 + C_2 * \cos Rt + \frac{m_{n2}}{C_n} * \left(\frac{f}{R^2} - C_2 * R^2 * \cos Rt \right) + \frac{F_{n2}}{C_n}; \\ C_0 = -\frac{1}{R^2} * \left(\frac{1}{R^2} + \frac{F_{n2}}{m_{n2}} \right) = -C_2; \\ f = \frac{(F_{n1} - F_{n2})C_n}{m_{n1}m_{n2}} \\ x_2(t) = \frac{f}{2R^2} * t^2 - \frac{1}{R^2} * \left(\frac{f}{R^2} + \frac{F_{n2}}{m_{n2}} \right) * (1 - \cos Rt) \end{array} \right. \quad (3)$$

Приведена довжина каналу l^* визначається із наступного співвідношення:

$$\{l^*\}^{-1} = \left\{ \frac{1}{(n-1)h} + \frac{1}{H} \right\}. \quad (4)$$

Враховуючи (1), (4) можна визначити силу r^* , яка діє на одиницю довжини канату:

$$r^* = R(l^*)^{-1} = R * \left\{ \frac{1}{(n-1)h} + \frac{1}{H} \right\}. \quad (5)$$

Тоді рівняння для поздовжніх переміщень $U(\tilde{x}, t)$ канату (вісь $\widetilde{Ox}$ обрана вздовж вісі канату, а точка O відповідає $\tilde{x} = 0$ – місце знаходженню центру маси m_{n1} , має вигляд:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = a^2 * \frac{\partial^2 u}{\partial \tilde{x}^2} + g(t), \quad (6)$$

де: $a^2 = \frac{E}{\rho^*}$, ρ^* – щільність матеріалу канату; $g(t) = \frac{r^*(t)}{\rho^* S}$.

Граничні та початкові умови для $U(\tilde{x}, t)$ наступні:

$$\begin{cases} U/\widetilde{x=0} = x_1(t); & U/\widetilde{x=l^*} = x_2(t) \\ U/t=0 = 0; & \frac{\partial U}{\partial t}/t=0 = 0 \end{cases} \quad (7)$$

Вважаємо, що координати $\widetilde{x=l^*}$ співпадає з центром маси m_{n2} . Отже, задача аналізу динаміки пружного елементу/канату системи звелась до класичної задачі математичної фізики [2], для аналізу вимушених коливань струни з рухомими кінцями.

2. Розв'язок рівняння, яке моделює динаміку пружного елементу системи. Розглядаємо розв'язок (6) за умов (7) методом [2]. Для цього будемо вважати, що:

$$U(\tilde{x}, t) = W(\tilde{x}, t) + V(\tilde{x}, t). \quad (8)$$

При цьому функція $W(\tilde{x}, t)$ має вигляд:

$$W(\tilde{x}, t) = x_1(t) + \{x_2(t) - x_1(t)\} * \frac{\tilde{x}}{l^*}. \quad (9)$$

Для функції $V(\tilde{x}, t)$ треба розв'язати рівняння:

$$\frac{\partial^2 V}{\partial t^2} = a^2 * \frac{\partial^2 V}{\partial \tilde{x}^2} + g(t) - \ddot{x}_1(t) - [\ddot{x}_2(t) - \ddot{x}_1(t)] * \frac{\tilde{x}}{l}. \quad (10)$$

За граничних і початкових умов типу:

$$V/\widetilde{x=0} = V/\widetilde{x=l^*} = 0, \quad (11)$$

$$\begin{cases} V/t=0 = -x_1(0) - [x_2(0) - x_1(0)] * \frac{\tilde{x}}{l} \\ \frac{\partial V}{\partial t}/t=0 = -\dot{x}_1(0) - [\dot{x}_2(0) - \dot{x}_1(0)] * \frac{\tilde{x}}{l} \end{cases} \quad (12)$$

У (10) й (12) крапка над виразом означає однократне диференціювання виразу по t . Так, для $\ddot{x}_1(t)$ й $\ddot{x}_2(t)$ маємо:

$$\begin{cases} \ddot{x}_1(t) = \frac{f}{R^2} - C_2 R^2 \cos Rt + \frac{m_{n2}}{C_2} C_2 R^4 \cos Rt; \\ \ddot{x}_2(t) = \frac{f}{R^2} - \left\{ \frac{f}{R^2} + \frac{F_{n2}}{m_{n2}} \right\} \cos Rt \end{cases} \quad (13)$$

Для $\dot{x}_1(0)$ й $\dot{x}_2(0)$ можна отримати:

$$\dot{x}_1(0) = 0; \quad \dot{x}_2(0) = 0. \quad (14)$$

Для $\dot{x}_1(0)$ й $\dot{x}_2(0)$ маємо:

$$\begin{cases} \dot{x}_1(0) = C_0 + C_2 + \frac{m_{n2}}{C_n} * \left\{ \frac{f}{R^2} - C_2 R^2 \right\} + \frac{F_{n2}}{C_n} \\ \dot{x}_2(0) = 0 \end{cases} \quad (15)$$

З урахуванням (14), (15) вирази (12) можна спростити:

$$\begin{aligned} V/t=0 &= -x_1(0) + x_1(0) * \frac{\tilde{x}}{l} = x_1(0) \left\{ \frac{\tilde{x}}{l} - 1 \right\} = \\ &= \left[\frac{m_{n2}}{C_n} * \left\{ \frac{f}{R^2} - C_2 R^2 \right\} + \frac{F_{n2}}{C_n} \right] * \left(\frac{\tilde{x}}{l} - 1 \right); \\ \frac{\partial V}{\partial t} / t=0 &= 0. \end{aligned} \quad (16)$$

Тепер слід розв'язати рівняння (10) за граничних та початкових умов (11), (16), (17). Використаємо алгоритм, поданий у [2]. Введемо наскртні позначення:

$$t(\tilde{x}, t) = g(t) - \ddot{x}_1 t - [\ddot{x}_2(t) - \ddot{x}_1(t)] * \frac{\tilde{x}}{l}, \quad (17)$$

$$Q(\tilde{x}) = V/t=0 = -x_1(0) + x_1(0) * \frac{\tilde{x}}{l}. \quad (18)$$

Тоді для $\sqrt{(x, t)}$ треба розв'язати наступну початково-крайову задачу:

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 V}{\partial t^2} = a^2 * \frac{\partial^2 V}{\partial \tilde{x}^2} + x(\tilde{x}, t) \\ V/\tilde{x}=0 = V/\tilde{x}=l^* = 0; \\ V/t=0 = \theta(\tilde{x}); \quad \frac{\partial V}{\partial t} / t=0 = 0. \end{cases} \quad (19)$$

Будемо шукати розв'язок задачі (19) у вигляді:

$$V(\tilde{x}, t) = V_1(\tilde{x}, t) + V_2(\tilde{x}, t). \quad (20)$$

У виразі (20) $V_1(\tilde{x}, t)$ є розв'язок неоднорідного рівняння:

$$\frac{\partial^2 V_1}{\partial t^2} = a^2 * \frac{\partial^2 V_1}{\partial \tilde{x}^2} + \varphi(\tilde{x}, t). \quad (21)$$

Що задовольняє граничним умовам:

$$V_1/\tilde{x}=0 = 0, \quad V_1/\tilde{x}=l^* = 0. \quad (22)$$

А також початковим умовам:

$$V_1/t=0 = 0, \quad \frac{\partial V_1}{\partial t} / t=0 = 0. \quad (23)$$

А $V_2(\tilde{x}, t)$ є розв'язком однорідного рівняння:

$$\frac{\partial^2 V_2}{\partial t^2} = a^2 \cdot \frac{\partial^2 V_2}{\partial \tilde{x}^2}. \quad (24)$$

Що задовольняє граничним умовам:

$$V_2/\tilde{x} = 0 = 0, \quad V_2/\tilde{x} = l^* \quad (25)$$

А також початковим умовам:

$$V_2/t = 0 = \theta(\tilde{x}), \quad \frac{\partial V_2}{\partial t}/t = 0 = 0. \quad (26)$$

Розв'язок $V_2(\tilde{x}, t)$ подається у вигляді ряду:

$$V_2(\tilde{x}, t) = \sum_{R=1}^{\infty} (a_R \cos \frac{R\pi a t}{l^*} + b_R * \sin \frac{R\pi a t}{l^*}) \sin \frac{R\pi \tilde{x}}{l^*}. \quad (27)$$

Де коефіцієнт $b_R \equiv 0$, а коефіцієнт a_R обчислюється таким чином:

$$A_R = \frac{2}{l^*} * \int_0^{l^*} \theta(\tilde{x}) \sin \frac{R\pi \tilde{x}}{l^*} d\tilde{x}. \quad (28)$$

Отже, $V_2(\tilde{x}, t)$ визначається співвідношеннями (27), (28).

Для $V_1(\tilde{x}, t)$ маємо наступне подання:

$$V_1(\tilde{x}, t) = \sum_{R=1}^{\infty} T_R(t) \sin \frac{R\pi \tilde{x}}{l^*}. \quad (29)$$

$$T_R(t) = \frac{1}{(\frac{R\pi a}{l^*})} * \int_0^t \varphi_R(\tau) * \sin \left[\left\{ \frac{R\pi a}{l^*} \right\} (t - r) \right] dr. \quad (30)$$

$$\varphi_R(t) = \frac{2}{l^*} \int_0^{l^*} \varphi(\xi, t) \sin \left(\frac{R\pi \xi}{l^*} \right) d\xi. \quad (31)$$

Отже, розв'язок (8) можна подати наступним чином:

$$U(\tilde{x}, t) = W(\tilde{x}, t) + V_1(\tilde{x}, t) + V_2(\tilde{x}, t). \quad (32)$$

У вигляді (32) перший доданок визначається співвідношенням (а), другий – співвідношеннями (29), (30), (31), а третій – співвідношеннями (27), (28).

Висновки

1. Запропонована адекватна математична модель динамічних процесів та навантажень пружних елементів(канатів) механізмів підйому вантажу кранів у режимах їх пуску.

2. Знайдені точні аналітичні розв'язки вказаної моделі, які правильно відображають її дискретно-континуальні властивості.

3. Подібні підходи й розв'язки, отримані у роботі, можуть спрямувати у подальшому для вдосконалення й уточнення існуючих методів інженерного розрахунку подібних систем.

Список літератури

1. Ловейкін В. С. Теорія технічних систем / В. С. Ловейкін, І. І. Назаренко, О. І. Онищенко. – Київ- Полтава: ІЗМН-ПДТУ, 1998. – 175 с.
2. Комляков Н. С. Уравнения математической физики / Н. С. Комляков. – М.: Высшая школа, 1970. – 712 с.
3. Ловейкін В. С. Оптимізація режимів руху машин і механізмів / В. С. Ловейкін // Машинознавство. – 1999. – №7 (25). – С. 24–31.

References

1. Loveykin, V. S., Nazarenko, I. I., Onyshchenko, O. I. (1998). Teoriya tekhnichnykh system [Theory of technical systems]. Kyiv-Poltava: IZMN-PDTU, 175.
2. Komlyakov, N. S. (1970). Uravnenyya matematycheskoy fizyky [Equations of mathematical physics]. M.: Visshaya shkola, 712.
3. Loveykin, V. S. (1999). Optyimizatsiya rezhymiv rukhu mashyn i mekhanizmiv [Optimization of movement of machines and mechanisms]. Mashynoznavstvo, 7 (25), 24–31.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ И НАГРУЗОК УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ МЕХАНИЗМОВ ПОДЪЕМА ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН ПУСКА

Ю. В. Човнюк, И. Н. Сивак

Аннотация. Предложена математическая модель для анализа динамических процессов и нагрузок упругих элементов (канатов) механизмов подъема груза кранов в режимах их пуска, учитывающая дискретно-континуальные свойства подобных систем.

В процессе моделирования динамики и нагрузок упругих элементов (канатов) механизма подъема грузоподъемных машин последние обычно рассматривают как системы с сосредоточенными параметрами, однако такой подход не позволяет правильно оценить и рассчитать нагрузки на упругий элемент (особенно в случаях его значительной длины) и учесть процессы волнообразования, колебаний, возникающих в нем. Поэтому расчеты нагрузок на упругий элемент грузоподъемной машины требуют и существенного изменения существующих подходов нормирования (и инженерных методов расчета) в оценке и анализе явлений, возникающих в канате, как системе с распределенными параметрами (особенно в режимах пуска торможения машины, когда развиваются значительные нагрузки на все ее составляющие).

Предложена адекватная математическая модель динамических процессов и нагрузок упругих элементов (канатов) механизмов подъема груза кранов в режимах их пуска.

Найдены точные аналитические решения указанной модели, которые правильно отражают ее (системы) дискретно-континуальные свойства.

Подобные подходы и решения, полученные в работе, могут направить в дальнейшем для совершенствования и уточнения существующих методов инженерного расчета подобных систем.

Ключевые слова: моделирование, динамический процесс, нагрузка, упругий элемент, механизм подъема

MODELING OF DYNAMIC PROCESSES AND LOADS ELASTIC ELEMENTS OF LIFTING MECHANISMS OF HOISTING MACHINES START

Yu. V. Chovnyuk, I. M. Sivak

Abstract. *The mathematical model for analysis of dynamic processes and loads the elastic elements (ropes) mechanisms of load lifting cranes in the modes of start-up, taking into account the discrete-continual properties of such systems.*

Process dynamics modeling and loads the elastic elements (ropes) of the lifting mechanism of hoisting machines last usually considered as a system with lumped parameters, however, this approach does not allow to correctly assess and calculate the load on the elastic element (especially in the case of its considerable length) and take into account the processes of wave formations, fluctuations that occur in it. Therefore, the calculations of load on the elastic element lifting machines require significant changes to existing approaches of normalization (and engineering calculation methods) to the evaluation and analysis of phenomena arising in the rope as the system with distributed parameters (especially in the modes of start-up braking the machine when developing a significant load on all of its components).

Offered adequate mathematical model of dynamic processes and loads the elastic elements (ropes) mechanisms of load lifting cranes in the modes of start-up.

Exact analytical solutions of this model, which properly reflect its (system) a discrete-continual properties.

Such approaches and solutions obtained in the work may send in the future to improve and Refine existing methods of engineering calculation of such systems.

Keywords: *modelling, dynamic process, load, elastic element, lifting mechanism*

УДК 662.767.2:636.5

РЕЦИРКУЛЯЦІЯ ГАЗОВОЇ ФАЗИ З ЇЇ ОЧИЩЕННЯМ ПРИ МЕТАНОВІЙ ФЕРМЕНТАЦІЇ КУРЯЧОГО ПОСЛІДУ

А. І. Салюк, кандидат технічних наук

С. О. Жадан, Є. Б. Шаповалов, аспіранти

Національний університет харчових технологій

e-mail: zhadan.nuft@gmail.com

Анотація. *При метановій ферментації курячого посліду утворюється значна кількість амонійного азоту та сульфідів, що*

© А. І. Салюк, С. О. Жадан, Є. Б. Шаповалов, 2016

MODELING OF DYNAMIC PROCESSES AND LOADS ELASTIC ELEMENTS OF LIFTING MECHANISMS OF HOISTING MACHINES START

Yu. V. Chovnyuk, I. M. Sivak

Abstract. *The mathematical model for analysis of dynamic processes and loads the elastic elements (ropes) mechanisms of load lifting cranes in the modes of start-up, taking into account the discrete-continual properties of such systems.*

Process dynamics modeling and loads the elastic elements (ropes) of the lifting mechanism of hoisting machines last usually considered as a system with lumped parameters, however, this approach does not allow to correctly assess and calculate the load on the elastic element (especially in the case of its considerable length) and take into account the processes of wave formations, fluctuations that occur in it. Therefore, the calculations of load on the elastic element lifting machines require significant changes to existing approaches of normalization (and engineering calculation methods) to the evaluation and analysis of phenomena arising in the rope as the system with distributed parameters (especially in the modes of start-up braking the machine when developing a significant load on all of its components).

Offered adequate mathematical model of dynamic processes and loads the elastic elements (ropes) mechanisms of load lifting cranes in the modes of start-up.

Exact analytical solutions of this model, which properly reflect its (system) a discrete-continual properties.

Such approaches and solutions obtained in the work may send in the future to improve and Refine existing methods of engineering calculation of such systems.

Keywords: *modelling, dynamic process, load, elastic element, lifting mechanism*

УДК 662.767.2:636.5

РЕЦИРКУЛЯЦІЯ ГАЗОВОЇ ФАЗИ З ЇЇ ОЧИЩЕННЯМ ПРИ МЕТАНОВІЙ ФЕРМЕНТАЦІЇ КУРЯЧОГО ПОСЛІДУ

А. І. Салюк, кандидат технічних наук

С. О. Жадан, Є. Б. Шаповалов, аспіранти

Національний університет харчових технологій

e-mail: zhadan.nuft@gmail.com

Анотація. *При метановій ферментації курячого посліду утворюється значна кількість амонійного азоту та сульфідів, що*

© А. І. Салюк, С. О. Жадан, Є. Б. Шаповалов, 2016

можуть пригнічувати процес. Інгібування виробництва біогазу здатне спричинити значні економічні втрати при роботі біогазової установки. Регулювання концентрації інгібіторів у реакторі має підвищити стабільність та ефективність його роботи. Зниження концентрації амонійного азоту і сульфідів безпосередньо під час метанової ферментації можливе за рахунок рециркуляцію біогазу з його очищенням. З огляду на значні об'ємні витрати газу, метою роботи було оцінити доцільність використання даного підходу для підвищення стабільності і ефективності процесу. Проведено порівняння кількості енергії, яка може бути отримана з біогазу з кількістю енергії, яка необхідна для роботи компресора для зниження вмісту амонійного азоту до прийнятного для роботи біогазової установки рівня. Основними факторами, що контролюють видалення аміаку і сірководню є рН, температура і витрати газу. При цьому параметри вилучення інгібіторів обмежені фізіологічними межами метаногенного співтовариства. Мінімальне споживання енергії компресором при вилученні амонійного азоту становить від 41,1% до 233,6%, а сульфідів – від 0,6% до 4,9% по відношенню до кількості енергії, яку можна отримати з біогазу. Таким чином, застосування рециркуляції газової фази з її очищенням для зменшення концентрації амонійного азоту є недоцільним з точки зору енерговитрат, у той час як її застосування для зменшення концентрації сульфідів може розглядатись як прийнятне.

Ключові слова: курячий послід, метанова ферментація, біогаз, рециркуляція, інгібування, амонійний азот, сульфід

Постановка проблеми. Особливістю курячого посліду є високий вміст азоту та сірки. У результаті метанової ферментації значна їх частина переходить в амонійний азот та сульфід, що можуть пригнічувати процес. Регулювання концентрації інгібіторів у реакторі має підвищити стабільність та ефективність його роботи.

Аналіз останніх досліджень. Ебауелєйнієн, Де ла Рубіа і Уокер пропонують використовувати рециркуляцію газової фази (біогазу) з її очищенням для зниження концентрації амонійного азоту в рідкій фазі безпосередньо під час метанової ферментації [1, 3, 7, 12]. Процес вилучення аміаку при рециркуляції біогазу близький до продувки повітрям інфлюенту та ефлюенту. Чжан і Марку таким чином знижували концентрацію амонійного азоту перед подачею відходів тваринництва у реактор [9, 16, 17]. Лей і Гастін проводили продувку ефлюенту з реакторів, що переробляли свинячий гній з метою виробництва мінерального добрива, збільшення обсягів внесення отриманого органіко-мінерального добрива на територіях, що є чутливими до азоту, зниження негативного впливу на

навколишнє середовище при його зберіганні [6, 13]. Контроль концентрації амонійного азоту створює передумови для рециркуляції рідкої фракції ефлюенту. Можливість рециркуляції рідкої фракції після відповідної обробки для курячого посліду була показана Білостоцьким, Ні, Ву [2, 8, 11]. Віман здійснювали рециркуляцію біогазу для вилучення сірководню при метановій ферментації стічних вод шкірообробного виробництва [14]. Біжманс використовували цей метод для вилучення сірководню з сульфیدогенного газліфтного біореактора для зменшення інгібуючого впливу на сульфатредуючі бактерії [4]. Однак, вилучення інгібіторів супроводжується значними витратами газу, що може зробити економічно невигідним виробництво біогазу з використанням даного підходу. Розгляд його застосування з цієї точки зору не проводився ні для амонійного азоту ні для сульфідів.

Мета досліджень було оцінити доцільність використання рециркуляції газової фази з її очищенням при метановій ферментації курячого посліду для підвищення стабільності і ефективності процесу.

Матеріали і методи дослідження. Дослідження вилучення аміаку шляхом зміни газової фази над розчином здійснювали на лабораторній установці зображеній на рис. 1.

Повітря з атмосфери мембранним компресором 4 по шлангу подавалось у бутель 5 об'ємом 1,2 дм³, у якому було розміщено 2 м шлангу і 1 дм³ води 6. Бутель 5 призначався для підігріву газу до необхідної температури. Нагріте повітря подавалось у бутель 8 об'ємом 1,2 дм³, у якому знаходилось 0,25 дм³ розчину підлученого гідроксидом натрію хлориду амонію 9. Рівномірність концентрації амонійного азоту у рідкій фазі підтримувалась за допомогою магнітної мішалки 11 (ПЕ-6110М), на яку було встановлено бутель 8. рН розчину вимірювали за допомогою рН-метра 7 (цифровий вимірювальний комплекс EINSTein LabMate з датчиком рН ENPH-A016). Бутлі і магнітна мішалка були розміщені на решічастій підставці 12 сухоповітряного термостату 13 (ТС-1/80 СПУ). З бутля 8 повітря, що містить аміак проходило крізь конічну колбу 14 об'ємом 0,25 дм³, яка слугувала збірником конденсату і запобігала потраплянню вологи у дросельний вимірювач витрат газу 15. Підтримання значення рН на необхідному рівні по мірі видалення аміаку здійснювали за допомогою подачі перистальтичним насосом 3 (НП-1М) гідроксиду натрію 2 з конічної колби 1 у бутель 8. Відбір проб здійснювався за допомогою зливу 10. Вміст амонійного азоту в модельних розчинах визначали фотометрично за методом Неслера. Вимірювання здійснювали на спектрофотометрі ULAB 102UV при довжині хвилі 400 нм.

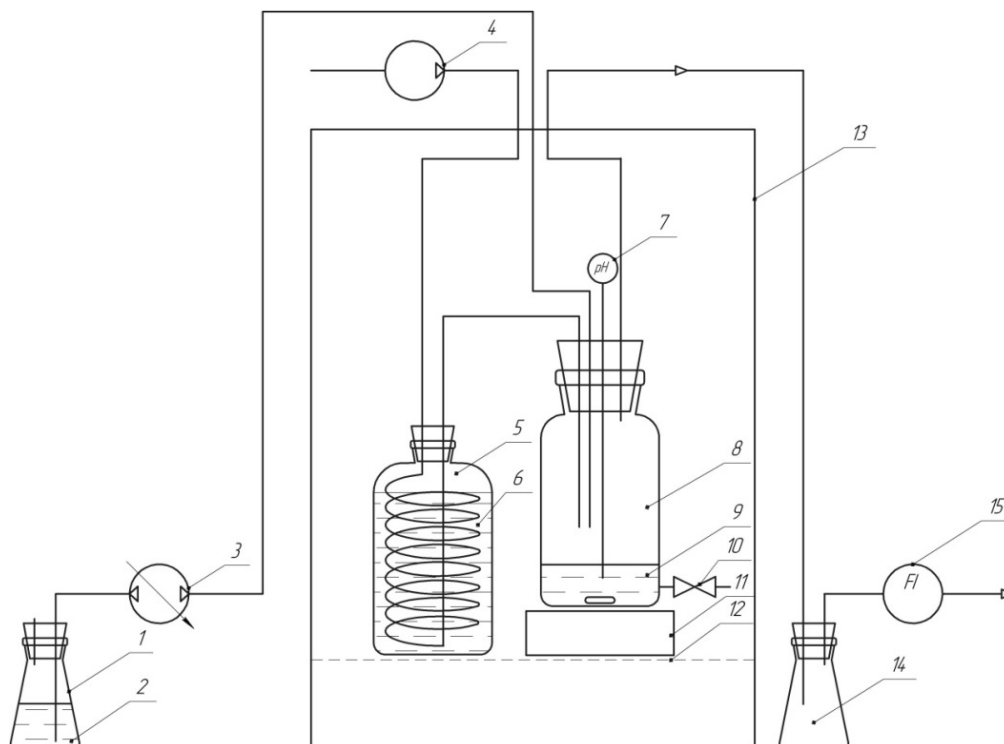


Рис. 1. Установка для вилучення аміаку шляхом зміни газової фази над розчином.

Результати досліджень. Основними факторами, що контролюють видалення аміаку і сірководню є рН, температура і витрати газу. Найбільший вплив має рН. Ефективність вилучення аміаку збільшується з підвищенням рН, а сірководню – зменшується. Метанова ферментація курячого посліду проходить у діапазоні рН 7,5-8,5. Зміна рН з метою інтенсифікації вилучення інгібіторів може порушити процес. Зі збільшенням температури підвищується ефективність вилучення газів. Однак, температура не може виходити за верхню межу термофільного режиму. Отже, параметри рециркуляції газової фази з її очищенням обмежені фізіологічними межами метаногенного співтовариства.

Для вилучення амонійного азоту і сульфідів шляхом рециркуляції газової фази з її очищенням необхідним є знаходження субстрату в рідкому або напіврідкому стані, що уможливорює здійснення необхідного масообміну і швидке вирівнювання концентрації у об'ємі. Такий стан було виявлено в при вмісті СР від 0 до 14%. Виходячи з цього концентрація СР у субстраті не повинна перевищувати 14%. З метою оцінки доцільності даного підходу при виробництві біогазу з курячого посліду, враховуючи вищесказане, порівнюємо кількість енергії, яка може бути отримана з біогазу з кількістю енергії, яка необхідна на роботу компресора для зниження вмісту амонійного азоту до прийнятного для роботи біогазової установки рівня.

Знайдемо вихід енергії з одиниці маси субстрату, кДж:

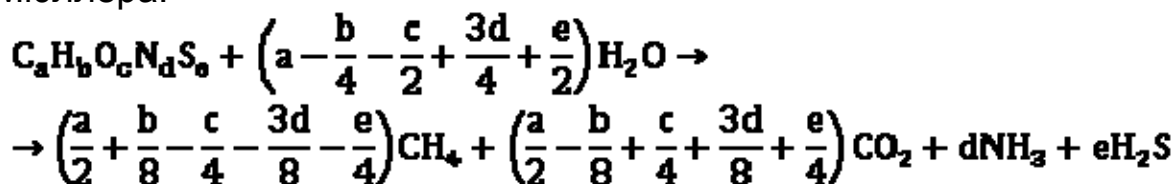
$$E_{\text{bio}} = TS \cdot VS \cdot V_{\text{CH}_4} \cdot q_{\text{CH}_4} \cdot \eta \cdot 10^{-6}$$

де: TS – вміст сухих речовин (СР), %; VS – частка сухих органічних речовин (COP), %; V_{CH_4} – вихід метану, дм^3 / кг COP; q_{CH_4} – енергетична ємність метану, 33,4 кДж / дм^3 ; η – ККД когенераційної установки, %.

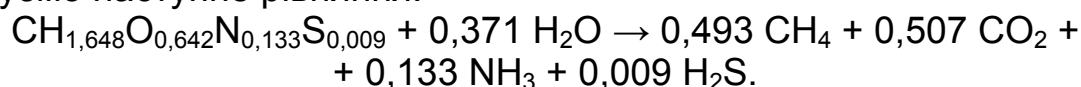
Розрахунок теоретичного виходу метану, хоча і дає завищені результати, однак дозволяє не враховувати ефект інгібування. При цьому утворення інгібіторів є пропорційним виробленому газу.

Ніу і співав. повідомили, що масова частка хімічних елементів у COP посліду становить для С – 35,16%, Н – 4,83%, О – 30,12%, N – 5,44%, S – 0,84% [10]. Використовуючи ці дані, отримуємо брутто формулу COP курячого посліду $\text{CH}_{1,648}\text{O}_{0,642}\text{N}_{0,133}\text{S}_{0,009}$.

Підставляючи отриману формулу у рівняння Басвела-Мюллера:



отримуємо наступне рівняння:



Теоретичний вихід метану (TBM), дм^3 CH_4 / кг COP, розрахуємо за формулою:

$$\text{TBM} = \frac{22,4 \cdot 1000 \cdot \left(\frac{a}{2} + \frac{b}{8} - \frac{c}{4} - \frac{3d}{8} - \frac{e}{4}\right)}{12a + b + 16c + 14d + 32e}$$

TBM становить 424 дм^3 CH_4 / кг COP.

Враховуючи, що концентрація СР у субстраті 14%, частка COP – 70%, загальний ККД когенераційної установки – 90%, а ККД за електроенергією – 35%, з 1 кг субстрату можна отримати 1249,1 кДж енергії, з яких 485,7 кДж електрична енергія.

Знайдемо кількість енергії, яка необхідна для роботи компресора на зниження вмісту амонійного азоту і сульфідів до прийнятного для роботи біогазової установки рівня:

$$E_p = V \cdot E_c$$

де: V – об'єм газу, який необхідно перекачати для зниження вмісту амонійного азоту / сульфідів до певного значення, дм^3 ; E_c – споживання енергії для перекачки одиниці об'єму газу, яке прийняте за 0,36 кДж / дм^3 .

$$V = Q \cdot \Delta t$$

де: Q – об'ємні витрати газу, $\text{дм}^3/\text{с}$; Δt – час необхідний для зниження концентрації амонійного азоту до певного значення, с.

Для визначення Δt використаємо математичну модель вилучення амонійного азоту з розчину при зміні газової фази над ним запропоновану Юном і співав. [15]. Даний спосіб може бути використаний і для опису видалення сульфідів.

$$m_L = m_T \cdot \left(\frac{V_L}{V_L + a \cdot (\beta \cdot H) \cdot V_g} \right) \cdot \frac{1}{e^{\frac{a \cdot Q \cdot (\beta \cdot H) \cdot t}{V_L + a \cdot (\beta \cdot H) \cdot V_g}}}$$

де: m_T – маса амонійного азоту/сульфідів, мг/дм³; m_L – маса амонійного азоту/сульфідів у рідкій фазі, мг/дм³; a – частка вільного аміаку/сірководню в рідкій фазі; V_g – об'єм газової фази всередині ємності, дм³; V_L – об'єм рідкої фази всередині ємності, дм³; Q – витрати повітря, дм³/с; H – константа Генрі (безрозмірна); β – ступінь насичення газової фази аміаком / сірководнем.

$$\Delta t = \ln \left[\frac{m_T \cdot \left(\frac{V_L}{V_L + a \cdot (\beta \cdot H) \cdot V_g} \right)}{m_L} \right] \cdot \frac{V_L + a \cdot H \cdot V_g}{a \cdot Q \cdot (\beta \cdot H)}$$

Вміст вільного аміаку розраховували на основі концентрації амонійного азоту за рівнянням:

$$NH_3 = NH_4^+ - N \cdot \frac{1}{1 + 10^{pK_w - pK_b - pH}}$$

де: $NH_4^+ - N$ – концентрація амонійного азоту, мг/дм³, pK_w – константа іонізації води при 50 °С, що дорівнює 13,262, pK_b – константа дисоціації амонію при 50 °С, що дорівнює 4,723.

Вміст вільного сірководню розраховували на основі концентрації сульфідів за рівнянням:

$$H_2S = S \cdot \frac{1}{1 + 10^{pH - pK_a}}$$

де: S – загальна концентрація сульфідів, мг/дм³, pK_a – константа дисоціації сірководню у воді по першому ступеню.

Значення pK_a розраховували по емпіричній формулі:

$$pK_a = \frac{5765,4}{T} + 15,0455 \ln T - 98,09$$

де: T – температура, К.

Константа дисоціації сірководню у воді по першому ступеню при температурі 50 °С становить 6,697.

Значення константи Генрі в залежності від температури розраховується за формулою:

$$H = H_{ap} \exp \left[\frac{-\Delta_{soln} H}{R} \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_{ap}} \right) \right]$$

де: H – константа Генрі при певній температурі, моль/(дм³ · атм); H_{stp} – константа Генрі за стандартних умов, моль/(дм³ · атм); $\Delta_{\text{soln}}H$ – ентальпія розчину; R – універсальна газова стала, 8,314472 Дж/(моль · К); T – температура, К; T_{stp} – температура за стандартних умов, К.

Температурна залежність:

$$\frac{\Delta_{\text{soln}}H}{R} = \frac{-d \ln H}{d\left(\frac{1}{T}\right)}$$

За стандартних умов значення константи Генрі для аміаку становить 59 моль/(дм³ · атм), а для сірководню – 0,1 моль/(дм³ · атм). Значення $\frac{-d \ln H}{d\left(\frac{1}{T}\right)}$ для аміаку – 4100 К, а для сірководню – 2100 К. Для того, щоб представити константу Генрі у безрозмірній формі необхідно скористатися виразом:

$$H = H \cdot R \cdot T$$

де: R – універсальна газова стала, 8,314472 Дж / (моль · К); T – температура, К.

Безрозмірна константа Генрі при температурі 50 °С для амонійного азоту становить 0,001852, а для сірководню – 0,649.

Виходячи з рівняння Басвела-Мюллера при повному розкладі з 1 г СОР курячого посліду утворюється 0,072 г N-NH₄⁺. Таким чином, при метановій ферментації субстрату з концентрацією СР 14% вміст амонійного азоту має становити 7056 мг/дм³. Прийнемо за прийнятний рівень концентрацію амонійного азоту 2000 мг / дм³.

На рис. 2 показано теоретичний мінімальний об'єм газу, який повинен бути пропущений над одиницею об'єму рідини для вилучення з неї певної кількості амонійного азоту при температурі, що відповідає термофільному режиму (50°С) у діапазоні значень рН, що має місце при метановій ферментації курячого посліду (7,5–8,5).

Мінімальна теоретична кількість енергії, яка необхідна на рециркуляцію газу для вилучення амонійного азоту є вищою ніж кількість електроенергії, яку можна отримати з біогазу при всіх значеннях рН середовища (рис. 3). Таким чином, робота біогазової установки не може забезпечити живлення компресора у необхідному обсязі. При рН 7,5 кількість енергії необхідна на рециркуляцію більша ніж загальна кількість енергії, яку можна отримати з біогазу, а при рН 8,0 і 8,5 вона становить 87,6% та 41,1% від загальної, відповідно. У реальних умовах ступінь насичення β не дорівнює одиниці, що обумовлює необхідність очищення значно більшої кількості біогазу. На рис. 4 показано максимальне теоретично можливе і експериментальне вилучення амонійного азоту з

модельного розчину об'ємом 0,25 дм³ при рН 8,5, витраті газу 0,103 дм³/с і температурі 50 °С.

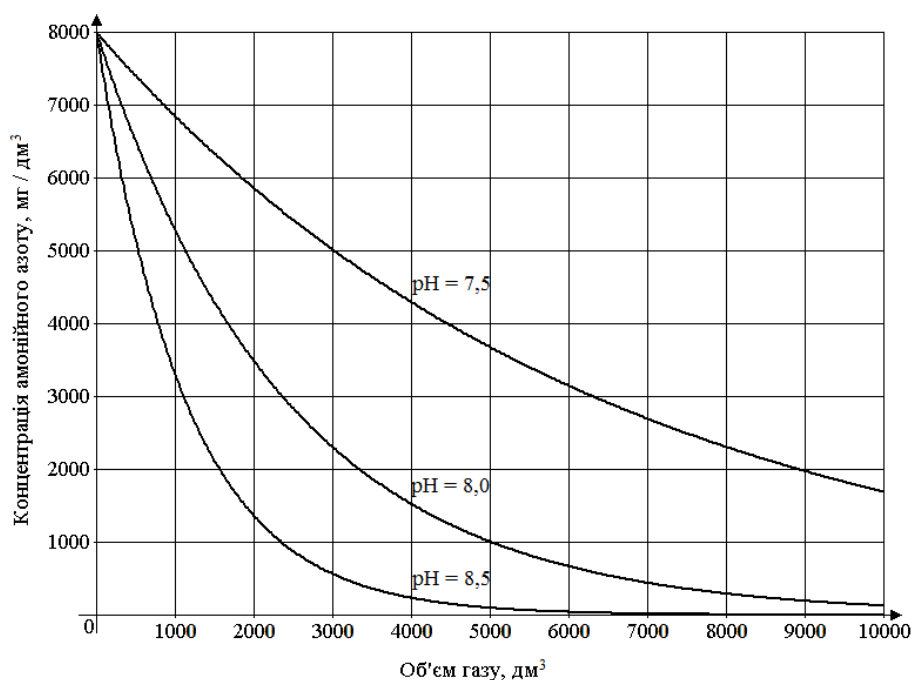


Рис. 2. Об'єм газу, який повинен бути пропущений над одиницею об'єму рідини для вилучення з неї певної кількості амонійного азоту при певному рН, степені насичення $\beta=1$ і температурі 50°C.

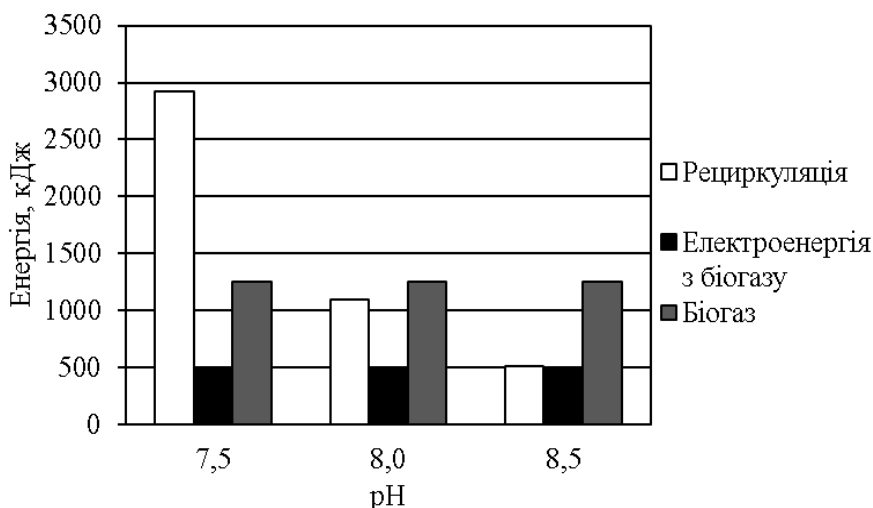


Рис. 3. Порівняння кількості енергії необхідної на рециркуляцію біогазу при вилученні амонійного азоту і енергії, яку можна отримати з нього.

Також, враховуючи об'єм відходів і необхідний об'єм газу для очищення, необхідним є встановлення компресорів з великою потужністю, що потребує значних капітальних витрат. Виходячи з

рівняння Басвела-Мюллера при повному розкладі з 1 г СОР курячого посліду утворюється 0,011 г S. Таким чином, при метановій ферментації субстрату з концентрацією СР 14% вміст сульфідів має становити 1078 мг/дм³. Прийнемо за прийнятний рівень концентрацію сульфідів 200 мг/дм³.

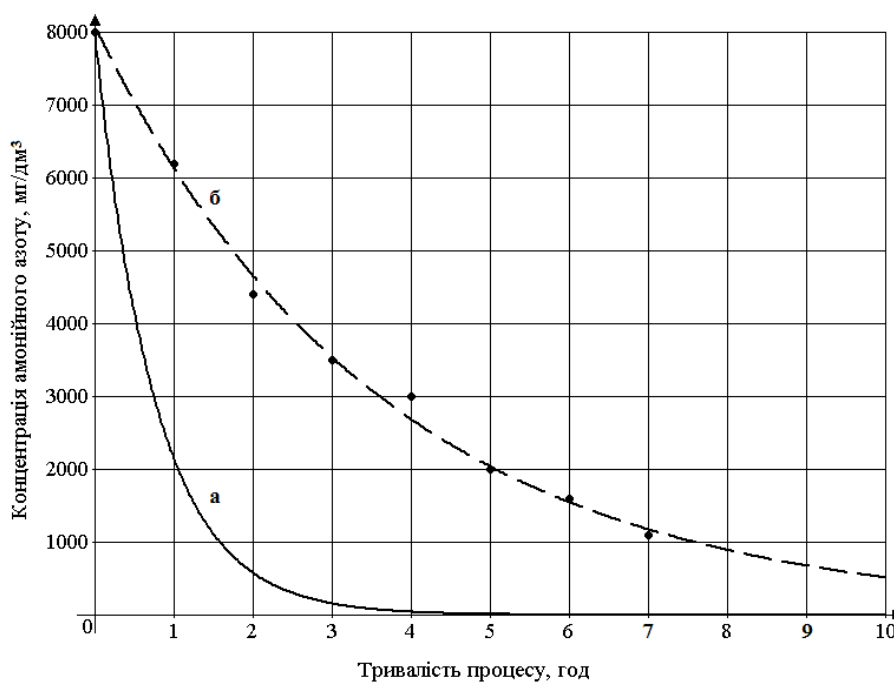


Рис. 4. Максимальне теоретично можливе (а) і експериментальне (б) вилучення амонійного азоту з модельного розчину об'ємом 0,25 дм³ при рН 8,5, витраті газу 0,103 дм³/с і температурі 50°C.

На рис. 5 показано теоретично можливий мінімальний об'єм газу, який повинен бути пропущений над одиницею об'єму рідини для вилучення з неї певної кількості сульфідів при температурі, що відповідає термофільному режиму (50°C) у діапазоні значень рН, що має місце при метановій ферментації курячого посліду (7,5–8,5).

Мінімальна теоретична кількість енергії, яка необхідна на рециркуляцію газу для вилучення сульфідів є меншою ніж кількість електроенергії, яку можна отримати з біогазу при всіх значеннях рН середовища (рис. 6). Споживання енергії компресором становить від 1,6% до 12,5% по відношенню до електроенергії і від 0,6% до 4,9% по відношенню до загальної кількості енергії, яку можна отримати з біогазу.

У дослідженні Фейлберг і співав. максимальне теоретично можливе і експериментальне вилучення сульфідів співпадало, що свідчить про те, що значення ступеню насичення β в умовах досліду було близьким до одиниці [5].

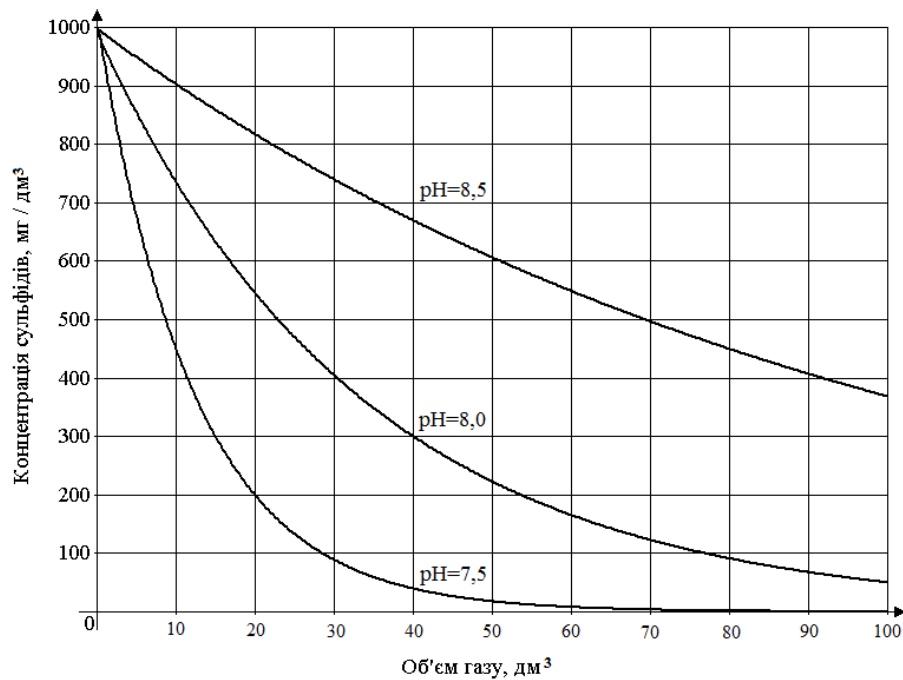


Рис. 5. Об'єм газу, який повинен бути пропущений над одиницею об'єму рідини для вилучення з неї певної кількості сульфідів при певному рН, степені насичення $\beta=1$ і температурі 50°C .

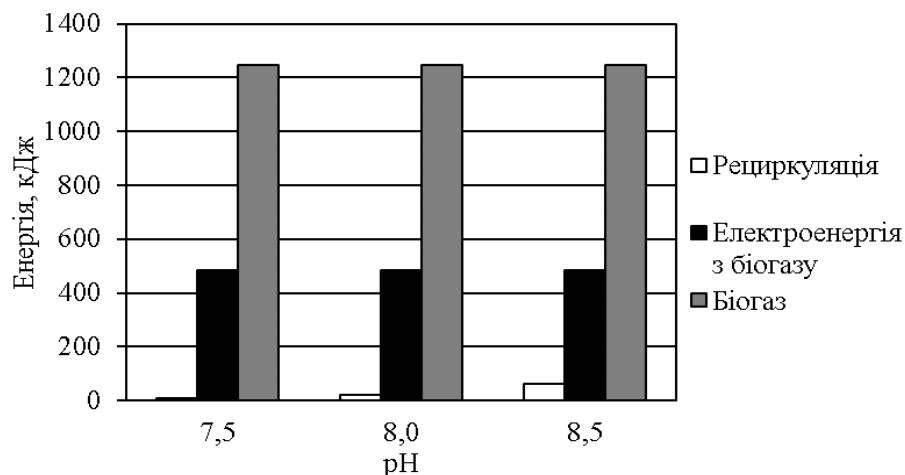


Рис. 6. Порівняння кількості енергії необхідної на рециркуляцію біогазу при вилученні сульфідів і енергії, яку можна отримати з нього.

Висновок. Застосування рециркуляція газової фази з її очищенням для зменшення концентрації амонійного азоту є недоцільним з точки зору енерговитрат, у той час як її застосування для зменшення концентрації сульфідів може розглядатись як прийнятне.

Список літератури

1. *Ammonia* removal in anaerobic digestion by biogas stripping: An evaluation of process alternatives using a first order rate model based on experimental findings /

1. *M. Walker, K. Iyer, S. Heaven, C. Banks* // Chemical Engineering Journal. – 2011. – №178. – P. 138–145.
2. *Anaerobic digestion of chicken manure as a single substrate by control of ammonia concentration* [Электронный ресурс] / *D. Belostotskiy, H. Jacobi, K. Strach, J. Liebetrau*. – Режим доступа до ресурсу: <http://www.redbiogas.cl/wp-content/uploads/2013/07/IWA-11342.pdf>.
3. *Dry anaerobic ammonia-methane production from chicken manure* / *F. Abouelenien, Y. Kitamura, N. Nishio, N. Yutaka* // Applied Microbiology and Biotechnology. – 2009. – Vol. 82 (4). – P. 757–764.
4. *Effect of Sulfide Removal on Sulfate Reduction at pH 5 in a Hydrogen Fed Gas-Lift Bioreactor* / *M. Bijmans, M. Dopson, F. Ennin* // J. Microbiol. Biotechnol. – 2008. – Vol. 18 (11). – P. 1809–1818.
5. *Feilberg A. Application of PTR-MS for Measuring Odorant Emissions from Soil Application of Manure Slurry* / *A. Feilberg, P. Bildsoe, T. Nyord* // Sensors. – 2015. – №15. – P. 1148–1167.
6. *Gustin S. Effect of pH, temperature and air flow rate on the continuous ammonia stripping of the anaerobic digestion effluent* / *S. Gustin, R. Marinsek-Logar* // Process Safety and Environmental Protection. – 2011. – №89. – P. 61–66.
7. *Improved methane fermentation of chicken manure via ammonia removal by biogas recycle* / *F. Abouelenien, W. Fujiwara, Y. Namba* // Bioresource Technology. – 2010. – №101. – P. 6368–6373.
8. *Integrated Approach to Sustain Biogas Production in Anaerobic Digestion of Chicken Manure under Recycled Utilization of Liquid Digestate: Dynamics of Ammonium Accumulation and Mitigation Control* / *S. Wu, P. Ni, J. Li* // Bioresource Technology. – 2016. – №205. – P. 75–81.
9. *Markou G. Improved anaerobic digestion performance and biogas production from poultry litter after lowering its nitrogen content* / *Giorgos Markou* // Bioresource Technology. – 2015. – №196. – P. 726–730.
10. *Mesophilic methane fermentation of chicken manure at a wide range of ammonia concentration: Stability, inhibition and recovery* / *Q. Niu, W. Qiao, H. Qiang* // Bioresource Technology. – 2013. – № 137. – P. 358–367.
11. *Mono-fermentation of chicken manure: Ammonia inhibition and recirculation of the digestate* / *H. Nie, H. Jacobi, K. Strach* // Bioresource Technology. – 2015. – №178. – P. 238–246.
12. *Preliminary trials of in situ ammonia stripping from source segregated domestic food waste digestate using biogas: Effect of temperature and flow rate* / *M. De la Rubia, M. Walker, S. Heaven* // Bioresource Technology. – 2010. – №101. – P. 9486–9492.
13. *Pretreatment of anaerobic digestion effluent with ammonia stripping and biogas purification* / *X. Lei, N. Sugiura, C. Feng, T. Maekawa* // Journal of Hazardous Materials. – 2007. – №145. – P. 391–397.
14. *Wiemann M. Anaerobic treatment of tannery wastewater with simultaneous sulphide elimination* / *M. Wiemann, H. Schenk, W. Hegemann* // Wat. Res. – 1998. – Vol. 32 (3). – P. 774–780.
15. *Yoon H. Ammonia Removal Model Based on the Equilibrium and Mass Transfer Principles* / *H. Yoon, J. Lim, H. Chung* // Bull. Korean Chem. Soc. – 2008. – №29. – P. 555–561.
16. *Zhang L. Ammonia stripping for enhanced biomethanization of piggery wastewater* / *L. Zhang, Y. Lee, D. Jahng* // Journal of Hazardous Materials. – 2012. – №199. – P. 36–42.
17. *Zhang L. Enhanced anaerobic digestion of piggery wastewater by ammonia stripping: Effects of alkali types* / *L. Zhang, D. Jahng* // Journal of Hazardous Materials. – 2010. – №182. – P. 536–543.

References

1. Walker, M., Iyer, K., Heaven, S., Banks, C. (2011). Ammonia removal in anaerobic digestion by biogas stripping: Evaluation of process alternatives using first order rate model based on experimental findings. *Chemical Engineering Journal*, 178, 138–145.
2. Belostotskiy, D., Jacobi, H., Strach, K. J. (2013). Liebetrau Anaerobic digestion of chicken manure as a single substrate by control of ammonia concentration. Режим доступу до ресурсу: <http://www.redbiogas.cl/wp-content/uploads/2013/07/IWA-11342.pdf>.
3. Abouelenien, F., Kitamura, Y., Nishio, N., Yutaka, N. (2009). Dry anaerobic ammonia-methane production from chicken manure. *Applied Microbiology and Biotechnology*, Vol. 82 (4), 757–764.
4. Bijmans, M., Dopson, M., Ennin, F. (2008). Effect of Sulfide Removal on Sulfate Reduction at pH 5 in a Hydrogen Fed Gas-Lift Bioreactor. *J. Microbiol. Biotechnol.*, Vol. 18 (11), 1809–1818.
5. Feilberg, A., Bildsoe, P., Nyord, T. (2015). Application of PTR-MS for Measuring Odorant Emissions from Soil Application of Manure Slurry. *Sensors*, 15, 1148–1167.
6. Gustin, S., Marinsek-Logar, R. (2011). Effect of pH, temperature and air flow rate on the continuous ammonia stripping of the anaerobic digestion effluent. *Process Safety and Environmental Protection*, 89, 61–66.
7. Abouelenien, F., Fujiwara, W., Namba, Y. (2010). Improved methane fermentation of chicken manure via ammonia removal by biogas recycle. *Bioresource Technology*, 101, 6368–6373.
8. S. Wu, P. Ni, J. Li (2016). Integrated Approach to Sustain Biogas Production in Anaerobic Digestion of Chicken Manure under Recycled Utilization of Liquid Digestate: Dynamics of Ammonium Accumulation and Mitigation Control. *Bioresource Technology*, 205, 75–81.
9. Markou, G. (2015). Improved anaerobic digestion performance and biogas production from poultry litter after lowering its nitrogen content. *Bioresource Technology*, 196, 726–730.
10. Niu, Q., Qiao, W., Qiang, H. (2013). Mesophilic methane fermentation of chicken manure at a wide range of ammonia concentration: Stability, inhibition and recovery. *Bioresource Technology*, 137, 358–367.
11. Nie, H., Jacobi, H., Strach, K. (2015). Mono-fermentation of chicken manure: Ammonia inhibition and recirculation of the digestate. *Bioresource Technology*, 178, 238–246.
12. De la Rubia, M., Walker, M., Heaven, S. (2010). Preliminary trials of in situ ammonia stripping from source segregated domestic food waste digestate using biogas: Effect of temperature and flow rate. *Bioresource Technology*, 101, 9486–9492.
13. Lei, X., Sugiura, N., Feng, C., Maekawa, T. (2007). Pretreatment of anaerobic digestion effluent with ammonia stripping and biogas purification. *Journal of Hazardous Materials*, 145, 391–397.
14. Wiemann, M., Schenk, H., Hegemann, W. (1998). Anaerobic treatment of tannery wastewater with simultaneous sulphide elimination. *Wat. Res.*, Vol. 32 (3), 774–780.
15. Yoon, H., Lim, J., Chung, H. (2008). Ammonia Removal Model Based on the Equilibrium and Mass Transfer Principles. *Bull. Korean Chem. Soc.*, 29, 555–561.
16. Zhang, L., Lee, Y., Jahng, D. (2012). Ammonia stripping for enhanced biomethanization of piggery wastewater. *Journal of Hazardous Materials*, 199, 36–42.
17. Zhang, L., Jahng, D. (2010). Enhanced anaerobic digestion of piggery wastewater by ammonia stripping: Effects of alkali types. *Journal of Hazardous Materials*, 182, 536–543.

РЕЦИРКУЛЯЦИЯ ГАЗОВОЙ ФАЗЫ С ЕЕ ОЧИСТКОЙ ПРИ МЕТАНОВИЙ ФЕРМЕНТАЦИИ КУРИНОГО ПОМЕТА

А. И. Салюк, С. О. Жадан, Е. Б. Шаповалов

Аннотация. При метанови́й ферментации куриного помета образуется значительное количество аммонийного азота и сульфидов, которые могут подавлять процесс. Ингибирование производства биогаза способно вызвать значительные экономические потери при работе биогазовой установки. Регулирование концентрации ингибиторов в реакторе должно повысить стабильность и эффективность его работы. Снижение концентрации аммонийного и сульфидов непосредственно во время метановой ферментации возможно за счет рециркуляцию биогаза с его очисткой. Учитывая значительные объемные расходы газа, целью работы было оценить целесообразность использования данного подхода для повышения стабильности и эффективности процесса. Проведено сравнение количества энергии, которая может быть получена из биогаза с количеством энергии, которая необходима для работы компрессора для снижения содержания аммонийного азота до приемлемого для работы биогазовой установки уровня. Основными факторами, контролирующими удаления аммиака и сероводорода является pH, температура и расход газа. При этом параметры извлечения ингибиторов ограничены физиологическими пределами метаногенного сообщества. Минимальное потребление энергии компрессором при извлечении аммонийного азота составляет от 41,1% до 233,6%, а сульфидов – от 0,6% до 4,9% по отношению к количеству энергии, которую можно получить из биогаза. Таким образом, применение рециркуляции газовой фазы с ее очисткой для уменьшения концентрации аммонийного азота является нецелесообразным с точки зрения энергозатрат, в то время как его применение для уменьшения концентрации сульфидов может рассматриваться как приемлемое.

Ключевые слова: *куриный помет, метановая ферментация, биогаз, очистка, ингибирование, аммонийный азот, сульфиды*

RECIRCULATION OF GAS PHASE WITH ITS TREATMENT WHILE OF MATANOVI FERMENTED CHICKEN MANURE

A. I. Salyuk, S. O. Zhadan, Ye. B. Shapovalov

Abstract. When matanovi fermentation of chicken manure produces significant amounts of ammonia nitrogen and sulfide, which can inhibit the process. Inhibition of biogas production can cause significant economic losses when operating a biogas plant. The

regulation of the concentration of inhibitors in the reactor should increase stability and efficiency. The decrease in the concentration of ammonia and sulfides during methane fermentation, possibly due to the recirculation of biogas with its cleaning. Given the large volumetric flow rates of gas, the purpose of this study was to assess the feasibility of using this approach to improve the stability and effectiveness of the process. A comparison of the amount of energy that can be obtained from biogas with the amount of energy that is required for the operation of the compressor to reduce the content of ammonia nitrogen to acceptable for operation of the biogas plant level. Main factors controlling the removal of ammonia and hydrogen sulfide is pH, temperature and gas flow. The parameters extraction of the inhibitors restricted by physiological limits of the methanogenic community. The minimum energy consumption of the compressor when removing the ammonium nitrogen is from 41,1% to 233,6%, sulphides – from 0.6% to 4.9% relative to the amount of energy that can be obtained from biogas. Thus, the use of recirculation of the gas phase with its purification to reduce the concentration of ammonia nitrogen is impractical from the point of view of energy consumption, while its use to reduce the concentration of sulfides may be considered as acceptable.

Keywords: chicken manure, methane fermentation, biogas, purification, inhibition, ammonia nitrogen, sulfides

УДК 514.18

АНАЛІТИЧНИЙ ОПИС ІЗОТРОПНИХ ЛІНІЙ НА ПОВЕРХНІ ПСЕВДОСФЕРИ ТА ПОБУДОВА МІНІМАЛЬНИХ ПОВЕРХОНЬ

**С. Ф. Пилипака, доктор технічних наук
М. М. Муквич, докторант***

Анотація. У статті здійснено аналітичний опис мінімальних поверхонь за допомогою ізотропних ліній, які лежать на поверхні псевдосфери. Використано запропонований авторами статті метод аналітичного опису мінімальних поверхонь за допомогою ізотропних ліній, які лежать на поверхнях обертання, віднесених до ізометричної сітки координатних ліній. Знайдено аналітичну умову віднесення псевдосфери до ізометричної сітки координатних ліній. Параметричні рівняння сімей ізотропних ліній отримано із умови рівності нулю лінійного елемента псевдосфери, віднесеної до ізометричної сітки координатних ліній. Для

*Науковий консультант – доктор технічних наук С. Ф. Пилипака

© С. Ф. Пилипака, М. М. Муквич, 2016

regulation of the concentration of inhibitors in the reactor should increase stability and efficiency. The decrease in the concentration of ammonia and sulfides during methane fermentation, possibly due to the recirculation of biogas with its cleaning. Given the large volumetric flow rates of gas, the purpose of this study was to assess the feasibility of using this approach to improve the stability and effectiveness of the process. A comparison of the amount of energy that can be obtained from biogas with the amount of energy that is required for the operation of the compressor to reduce the content of ammonia nitrogen to acceptable for operation of the biogas plant level. Main factors controlling the removal of ammonia and hydrogen sulfide is pH, temperature and gas flow. The parameters extraction of the inhibitors restricted by physiological limits of the methanogenic community. The minimum energy consumption of the compressor when removing the ammonium nitrogen is from 41,1% to 233,6%, sulphides – from 0.6% to 4.9% relative to the amount of energy that can be obtained from biogas. Thus, the use of recirculation of the gas phase with its purification to reduce the concentration of ammonia nitrogen is impractical from the point of view of energy consumption, while its use to reduce the concentration of sulfides may be considered as acceptable.

Keywords: *chicken manure, methane fermentation, biogas, purification, inhibition, ammonia nitrogen, sulfides*

УДК 514.18

АНАЛІТИЧНИЙ ОПИС ІЗОТРОПНИХ ЛІНІЙ НА ПОВЕРХНІ ПСЕВДОСФЕРИ ТА ПОБУДОВА МІНІМАЛЬНИХ ПОВЕРХОНЬ

**С. Ф. Пилипака, доктор технічних наук
М. М. Муквич, докторант***

Анотація. У статті здійснено аналітичний опис мінімальних поверхонь за допомогою ізотропних ліній, які лежать на поверхні псевдосфери. Використано запропонований авторами статті метод аналітичного опису мінімальних поверхонь за допомогою ізотропних ліній, які лежать на поверхнях обертання, віднесених до ізометричної сітки координатних ліній. Знайдено аналітичну умову віднесення псевдосфери до ізометричної сітки координатних ліній. Параметричні рівняння сімей ізотропних ліній отримано із умови рівності нулю лінійного елемента псевдосфери, віднесеної до ізометричної сітки координатних ліній. Для

*Науковий консультант – доктор технічних наук С. Ф. Пилипака

© С. Ф. Пилипака, М. М. Муквич, 2016

знаходження аналітичного опису мінімальних поверхонь використано властивості функцій комплексної змінної. Показано, що величина середньої кривини утворених мінімальних поверхонь, знайдена за допомогою коефіцієнтів першої та другої квадратичних форм, дорівнює нулю. Здійснено візуалізацію знайдених мінімальної та приєднаної мінімальної поверхні.

Використовуючи запропонований метод аналітичного опису мінімальних поверхонь на поверхні псевдосфери, віднесеної до ізометричної сітки координатних ліній, для кожного значення довільної сталої можна знайти параметричні рівняння чотирьох сімей ізотропних кривих, і кожній кривій поставити у відповідність мінімальну поверхню та приєднану до неї. Утворені мінімальні поверхні та приєднані мінімальні поверхні мають спільні метричні властивості та спільні властивості кривини поверхні.

Ключові слова: *ізотропна лінія, мінімальна поверхня, лінійний елемент поверхні, псевдосфера*

Постановка проблеми. Проблема аналітичного опису мінімальних поверхонь зумовлена їх застосуванням при проектуванні поверхонь технічних форм та архітектурних конструкцій. Фізичним аналогом мінімальної поверхні є поверхня, утворена рідкою плівкою на замкнутому контурі (просторовій кривій), яка прагне до найменшої площі в силу її поверхневого натягу [1, с. 152]. Мінімальні поверхні мають найменшу площу для заданого опорного контура, тому їх використання при проектуванні технічних форм забезпечує мінімальні витрати матеріалу. Оболонки мінімальних поверхонь допускають створення полів попередніх мембранних напружень, які забезпечують додаткову жорсткість технічних форм [1, с. 153].

Аналіз останніх досліджень. Основною проблемою аналітичного опису мінімальних поверхонь є труднощі, пов'язані із знаходженням їх параметричних рівнянь. Зокрема, для математичного опису мінімальної поверхні використовується точковий каркас цієї поверхні з різноманітними плоскими опорними контурами [2]. Для утворення точкового каркасу мінімальних поверхонь найчастіше застосовують варіаційні [1–5] методи.

Конструювання неперервного каркасу мінімальних поверхонь пов'язане із знаходженням аналітичного опису ізотропних ліній нульової довжини [6]. У дисертаційному дослідженні [7] знайдено способи конструювання просторових ізотропних ліній за формулами Шварца та Вейєрштрасса [6], і на основі рівнянь ізотропних кривих побудовано мінімальні та приєднані до них мінімальні поверхні. У дисертаційному дослідженні [8] розглянуто побудову мінімальних поверхонь за допомогою ізотропних ліній Без'є та застосовуються ізотропні відрізки, які визначають сторони характеристичних

многокутників. Отже, розширення способів утворення ізотропних кривих є необхідною умовою вирішення проблеми конструювання неперервного каркасу мінімальних поверхонь. У даній роботі використано властивості функцій комплексної змінної та реалізовано метод аналітичного опису мінімальних поверхонь за допомогою ізотропних ліній, які лежать на поверхнях обертання, віднесених до ізометричної сітки координатних ліній [9].

Мета досліджень. Знайти аналітичний опис ізотропних ліній, які лежать на поверхні псевдосфери, віднесеної до ізометричної сітки координатних ліній. На основі вказаних ізотропних ліній побудувати мінімальні поверхні та приєднані до них.

Результати досліджень. Розглянемо поверхню обертання, параметричні рівняння якої мають вигляд:

$$X(\tau; v) = \varphi(\tau) \cdot \cos v; \quad Y(\tau; v) = \varphi(\tau) \cdot \sin v; \quad Z(\tau; v) = \psi(\tau), \quad (1)$$

де: $\varphi = \varphi(\tau)$; $\psi = \psi(\tau)$ – параметричні рівняння меридіана поверхні обертання.

У роботі [10] перехід від ортогональної до ізометричної сітки координатних ліній здійснюється за допомогою введення нової змінної t , яка пов'язана із змінною τ наступним чином [10]:

$$t = \int \frac{\sqrt{(\varphi'_\tau)^2 + (\psi'_\tau)^2}}{\varphi} d\tau. \quad (2)$$

Розглянемо поверхню псевдосфери, яку задано параметричними рівняннями:

$$\begin{aligned} X(\tau; v) &= a \cdot \sin \tau \cdot \cos v; & Y(\tau; v) &= a \cdot \sin \tau \cdot \sin v; \\ Z(\tau; v) &= a \left(\cos \tau + \ln \left| \operatorname{tg} \frac{\tau}{2} \right| \right), \end{aligned} \quad (3)$$

де: a – параметр трактиси (меридіана поверхні); $\tau \in (0; \pi)$; $v \in [0; 2\pi)$.

Знайдемо умову переходу до ізометричної сітки координатних ліній, підставивши параметричні рівняння трактиси (меридіана псевдосфери) $\varphi(\tau) = a \sin \tau$; $\psi(\tau) = a \left(\cos \tau + \ln \left| \operatorname{tg} \frac{\tau}{2} \right| \right)$ у (2), і, після перетворень, отримаємо залежність:

$$t = -\frac{1}{\sin \tau}. \quad (4)$$

Виразимо із (4) $\tau(t) = -\arcsin\left(\frac{1}{t}\right)$ і підставимо у рівняння (3).

Після перетворень отримаємо параметричні рівняння псевдосфери, віднесеної до ізометричної сітки координатних ліній:

$$X(t;v) = -\frac{a \cdot \cos v}{t}; \quad Y(t;v) = -\frac{a \cdot \sin v}{t}; \quad Z(t;v) = -a \cdot \left(\frac{\sqrt{t^2 - 1}}{t} + \ln(\sqrt{t^2 - 1} - t) \right), \quad (5)$$

де: $t \leq -1, v \in [0; 2\pi)$. Знайдемо коефіцієнти першої квадратичної форми псевдосфери, заданої рівняннями (5), за формулами [6]:

$$E = \left(\frac{\partial X}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial Y}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial Z}{\partial t} \right)^2; \quad F = \frac{\partial X}{\partial t} \frac{\partial X}{\partial v} + \frac{\partial Y}{\partial t} \frac{\partial Y}{\partial v} + \frac{\partial Z}{\partial t} \frac{\partial Z}{\partial v};$$

$$G = \left(\frac{\partial X}{\partial v} \right)^2 + \left(\frac{\partial Y}{\partial v} \right)^2 + \left(\frac{\partial Z}{\partial v} \right)^2. \quad (6)$$

Диференціюючи вирази (5), після перетворень, згідно (6), отримаємо: $E = G = \frac{a^2}{t^2}; F = 0$. Тоді лінійний елемент псевдосфери, віднесеної ізометричної сітки координатних ліній, має вигляд:

$$ds^2 = \frac{a^2}{t^2} \cdot (dv^2 + dt^2). \quad (7)$$

Розклавши на множники вираз (7), отримаємо:

$$ds^2 = \frac{a^2}{t^2} \cdot (dv - i \cdot dt)(dv + i \cdot dt),$$

де: i – уявна одиниця.

Прирівнюючи до нуля праву частину останньої рівності, після інтегрування отримаємо:

$$v = i \cdot t + C, \quad (8)$$

або

$$v = -i \cdot t + C, \quad (9)$$

де C – довільна стала інтегрування.

Вирази у правій частині рівностей (8) та (9) називають координатами Дарбу (Darboux) [6]. Лінійний елемент (7) псевдосфери визначає довжину будь-якої кривої, яка лежить на її поверхні. Тому при підстановці виразів (8) або (9) у параметричні рівняння псевдосфери (5) отримаємо параметричні рівняння двох сімей уявних ізотропних ліній нульової довжини. Зокрема, при підстановці виразу (8) у рівняння (5) для кожного значення C отримаємо параметричні рівняння уявної ізотропної кривої, яка лежить на поверхні псевдосфери:

$$x(t) = -\frac{a \cdot \cos(i \cdot t + C)}{t}; \quad y(t) = -\frac{a \cdot \sin(i \cdot t + C)}{t};$$

$$z(t) = -a \cdot \left(\frac{\sqrt{t^2 - 1}}{t} + \ln(\sqrt{t^2 - 1} - t) \right). \quad (10)$$

Для знаходження рівнянь мінімальної та приєднаної до неї мінімальної поверхні для функцій комплексної змінної (10) уведемо

заміну [6]: $t = u + i \cdot v$. Тоді отримаємо параметричні рівняння мінімальної поверхні [6] $X(u, v), Y(u, v), Z(u, v)$:

$$\begin{aligned} X(u, v) &= \operatorname{Re}\{x(u + i \cdot v)\}; \quad Y(u, v) = \operatorname{Re}\{y(u + i \cdot v)\}; \\ Z(u, v) &= \operatorname{Re}\{z(u + i \cdot v)\}; \end{aligned} \quad (11)$$

та приєднаної мінімальної поверхні $X^*(u, v), Y^*(u, v), Z^*(u, v)$:

$$\begin{aligned} X^*(u, v) &= \operatorname{Im}\{x(u + i \cdot v)\}; \quad Y^*(u, v) = \operatorname{Im}\{y(u + i \cdot v)\}; \\ Z^*(u, v) &= \operatorname{Im}\{z(u + i \cdot v)\}. \end{aligned} \quad (12)$$

Відокремивши дійсну та уявну частину для кожної з функцій (10), маємо рівняння мінімальної поверхні:

$$\begin{aligned} X(u, v) &= -\frac{a \cdot (u \cdot \cos(C - v) \cdot \operatorname{ch}(u) - v \cdot \sin(C - v) \cdot \operatorname{sh}(u))}{u^2 + v^2}, \\ Y(u, v) &= -\frac{a \cdot (u \cdot \sin(C - v) \cdot \operatorname{ch}(u) + v \cdot \cos(C - v) \cdot \operatorname{sh}(u))}{u^2 + v^2}, \\ Z(u, v) &= -\frac{a \cdot p \cdot (u \cdot \cos \alpha + v \cdot \sin \alpha)}{u^2 + v^2} - \\ &\quad - \frac{a}{2} \cdot \ln((p \cdot \cos \alpha - u)^2 + (p \cdot \sin \alpha - v)^2), \end{aligned} \quad (13)$$

де: C – довільна стала інтегрування:

$$p = p(u, v) = (4u^2v^2 + (u^2 - v^2 - 1)^2)^{\frac{1}{4}}; \quad \alpha = \alpha(u, v) = \frac{1}{2} \operatorname{arctg} \frac{2uv}{u^2 - v^2 - 1}.$$

Параметричні рівняння приєднаної мінімальної поверхні мають вигляд:

$$\begin{aligned} X^*(u, v) &= \frac{a \cdot (v \cdot \cos(C - v) \cdot \operatorname{ch}(u) + u \cdot \sin(C - v) \cdot \operatorname{sh}(u))}{u^2 + v^2}, \\ Y^*(u, v) &= \frac{a \cdot (v \cdot \sin(C - v) \cdot \operatorname{ch}(u) - u \cdot \cos(C - v) \cdot \operatorname{sh}(u))}{u^2 + v^2}, \\ Z^*(u, v) &= \frac{a \cdot p \cdot (v \cdot \cos \alpha - u \cdot \sin \alpha)}{u^2 + v^2} - a \cdot \operatorname{arctg} \left(\frac{p \cdot \sin \alpha - v}{p \cdot \cos \alpha - u} \right), \end{aligned} \quad (14)$$

де: C – довільна стала інтегрування;

$$p = p(u, v) = (4u^2v^2 + (u^2 - v^2 - 1)^2)^{\frac{1}{4}}; \quad \alpha = \alpha(u, v) = \frac{1}{2} \operatorname{arctg} \frac{2uv}{u^2 - v^2 - 1}.$$

На рис. 1 зображено відсіки мінімальної та приєднаної поверхонь, побудованих за рівняннями (13) і (14) відповідно при $C = 0$; $u \in [-2; \dots 2]$; $v \in [2; \dots 7]$.

Коефіцієнти першої та другої квадратичних форм мінімальних поверхонь (13) та (14), перетворюють вираз середньої кривини

$$H = \frac{E \cdot N - 2 \cdot F \cdot M + G \cdot L}{2(E \cdot G - F^2)}, \text{ для кожної із указаних поверхонь, до нуля.}$$

Вираз (7) можна розкласти на множники у вигляді:

$$ds^2 = \frac{a^2}{t^2} \cdot (dt - i \cdot dv)(dt + i \cdot dv). \quad (15)$$

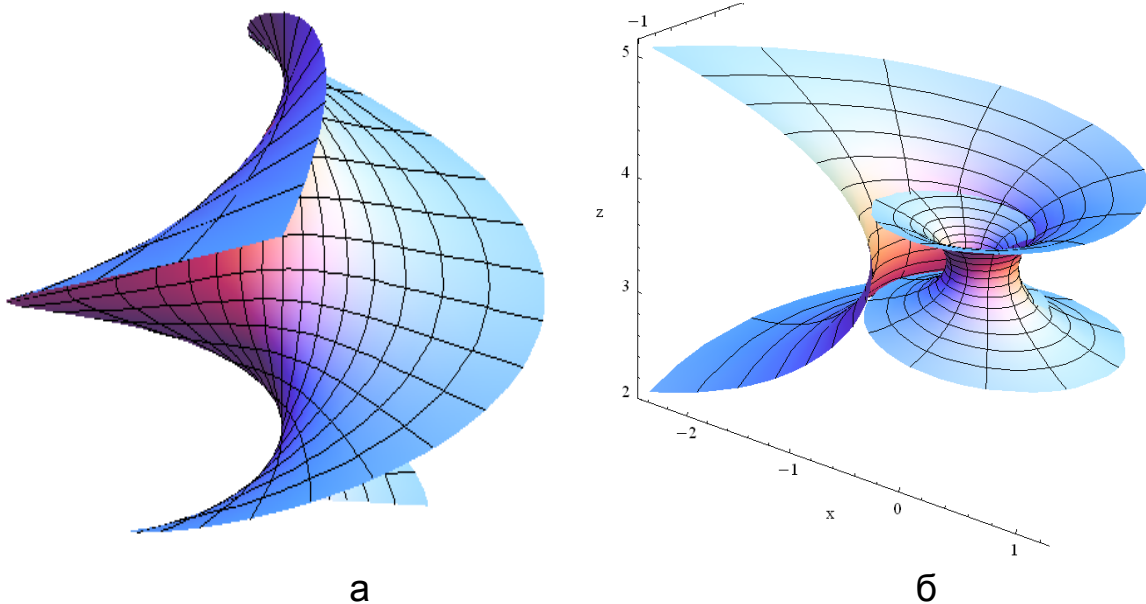


Рис. 1. Відсіки мінімальних поверхонь, побудованих за допомогою ізоотропних кривих, які лежать на поверхні псевдосфери: а) відсік мінімальної поверхні, побудованої за рівняннями (13); б) відсік приєднаної мінімальної поверхні, побудованої за рівняннями (14).

Прирівнюючи до нуля праву частину рівності (15), після інтегрування отримаємо:

$$t = i \cdot v + C \quad \text{або} \quad t = -i \cdot v + C. \quad (16)$$

Підставивши вирази (16) або вираз $v = -i \cdot t + C$, отриманий із рівностей (7), у параметричні рівняння псевдосфери (5), отримаємо рівняння ще трьох сімей уявних ізоотропних ліній нульової довжини. Для кожного значення C за допомогою знайдених ізоотропних ліній можна побудувати мінімальні поверхні та приєднані до них. Але утворені мінімальні поверхні мають рівні коефіцієнти першої та другої квадратичних форм із мінімальними поверхнями (13) і (14) відповідно, тобто вони характеризуються спільними метричними властивостями та спільними властивостями кривини поверхні.

Висновок. На поверхні псевдосфери, віднесеної до ізометричної сітки координатних ліній, для кожного значення C можна побудувати чотири сім'ї ізоотропних кривих, і кожній кривій поставити у відповідність мінімальну поверхню та приєднану до неї. Утворені мінімальні поверхні та приєднані мінімальні поверхні мають спільні метричні властивості та спільні властивості кривини поверхні.

Список літератури

1. *Расчёт оболочек сложной формы* / [Гуляев В. И., Баженов В. А., Гоцуляк Е. А., Гайдайчук В. В.]. – К.: Будівельник, 1990. – 192 с.
2. *Михайленко В. Е.* Конструирование форм современных архитектурных конструкций / В. Е. Михайленко, С. Н. Ковалёв. – К.: Будівельник, 1978. – 112 с.
3. *Абдюшев А. А.* Проектирование непологих оболочек минимальной поверхности / А. А. Абдюшев, И. Х. Мифтахутдинов, П. П. Осипов // Известия КазГАСУ. – 2009. – №2(12). – С. 86–92.
4. *Пульпинский Я. С.* Математическое моделирование оболочек вращения сложных форм : автореф. дисс. на соиск. уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.13.18 "Математическое моделирование, численные методы и комплексы программ" / Я. С. Пульпинский. – Пенза: Пензенский государственный университет архитектуры и строительства, 2006. – 20 с.
5. *Гацунаев М. А.* О равномерной сходимости кусочно-линейных решений уравнения минимальной поверхности / М. А. Гацунаев, А. А. Клячин // Уфимский математич. журнал. – 2014. – №3. – Т. 6. – С. 3–16.
6. *Фиников С. П.* Теория поверхностей / С. П. Фиников. – М.–Л.: ГТТИ, 1934. – 206 с.
7. *Коровіна І. О.* Конструювання поверхонь сталої середньої кривини за заданими лініями інциденції: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.01.01 "Прикладна геометрія, інженерна графіка" / І. О. Коровіна. – К.: КНУБА, 2012. – 20 с.
8. *Аушева Н. М.* Геометричне моделювання об'єктів дійсного простору на основі ізотропних характеристик : автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.01.01/ Н. М. Аушева. – К.: КНУБА, 2014. – 38 с.
9. *Пилипака С. Ф.* Утворення мінімальних поверхонь за допомогою ізотропних кривих, які лежать на поверхні обертання астроїди / С. Ф. Пилипака, М. М. Муквич // Сучасні проблеми моделювання: зб. наук. праць / МДПУ ім. Б. Хмельницького. – Мелітополь: Видавництво МДПУ ім. Б. Хмельницького, 2016.– №6. – С. 91–95.
10. *Несвидомин В. Н.* Способ аналитического отображения плоских изображений на криволинейные поверхности / В. Н. Несвидомин, Т. С. Пилипака, Т. С. Кремец // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – Lublin – Rzeszov, 2014. – Vol. 16, No 3. – С. 58–65.

References

1. *Hulyaev, V. Y., Bazhenov, V. A., Hotsulyak, E. A., Haydaychuk, V. V.* (1990). *Raschet obolochek slozhnoy formi* [Calculation of shells of complex shape]. K.: Budivel'nyk, 192.
2. *Mykhaylenko, V. E., Kovalev, S. N.* (1978). *Konstruyrovanye form sovremennikh arkhytekturnikh konstruksyy* [Design of forms of contemporary architectural designs]. K.: Budivel'nyk, 112.
3. *Abdyushev, A. A., Myftakhutdynov, Y. Kh., Osypov, P. P.* (2009). *Proektyrovanye nepolohykh obolochek mynymal'noy poverkhnosty* [Design nephology shells of minimal surface]. News University, 2(12), 86–92.
4. *Pul'pynskyy, Ya. S.* (2006). *Matematycheskoe modelyrovanye obolochek vrashchenyya slozhnykh form* [Mathematical simulation of shells of complex shapes] : avtoref. dyss. na soysk. uch. stepeny kand. tekhn. nauk: spets. 05.13.18 "Matematycheskoe modelyrovanye, chyslennye metody y kompleksi prohramm". Penza: Penzenskyy hosudarstvenniy unyversytet arkhytekturi y stroytel'stva, 20.

5. *Hatsunaev, M. A., Klyachyn, A. A. (2014). O ravnomernoy skhodymosty kusochno-lyneynykh reshenyy uravnenyya mynymal'noy poverkhnosty [On uniform convergence of piecewise linear solutions of the minimal surface equation]. Ufymskyy matematychny Zhurnal, 3, T. 6, 3–16.*
6. *Fynykov, S. P. (1934). Teoryya poverkhnostey [Theory of surfaces]. M.–L.: HTTY, 206.*
7. *Korovina, I. O. (2012). Konstruyuvannya poverkhon' staloyi seredn'oyi kryvyny za zadanyamy liniyamy intsydentsiyi [Construction of surfaces of constant mean curvature on the set lines incidents] : avtoref. dys. na zdobuttya nauk. stupenya kand. tekhn. nauk: spets. 05.01.01 "Prykladna heometriya, inzhenerna hrafika". K.: KNUBA, 20.*
8. *Ausheva, N. M. (2014). Heometrychne modelyuvannya ob'yektiv diysnoho prostoru na osnovi izotropnykh kharakterystyk [Geometric modeling of objects in the actual space based on isotropic characteristics] : avtoref. dys. ... d-ra tekhn. nauk: 05.01.01. K.: KNUBA, 38.*
9. *Pylypaka, S. F., Mukvych, M. M. (2016). Utvorennnya minimal'nykh poverkhon' za dopomohoyu izotropnykh kryvykh, yaki lezhat' na poverkhni obertannya astroyidy [Education minimal surfaces with isotropic curves lying on the surface of the rotation astrod]. Suchasni problemy modelyuvannya: zb. nauk. prats'. Melitopol': Vydavnytstvo MDPU im. B. Khmel'nyts'koho, 6, 91–95.*
10. *Nesvydomyn, V. N., Pylypaka, T. S., Kremets, T. S. (2014). Sposob analytycheskoho otobrazhenyya ploskykh yzobrazhenyy na kryvolinyeynie poverkhnosty [The analytical method of displaying a flat image on a curved surface]. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture, Lublin. Rzeszov, Vol. 16, 3, 58–65.*

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ИЗОТРОПНЫХ ЛИНИЙ НА ПОВЕРХНОСТИ ПСЕВДОСФЕРЫ И ПОСТРОЕНИЕ МИНИМАЛЬНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

С. Ф. Пилипака, М. М. Муквич

Аннотация. В данной работе осуществлено конструирование минимальных поверхностей с помощью изотропных линий, которые лежат на поверхности псевдосферы. Использован предложенный авторами статьи метод аналитического описания минимальных поверхностей с помощью изотропных линий, которые находятся на поверхностях вращения, отнесённых к изометрической сети координатных линий. Найдено аналитическое условие отнесения псевдосферы к изометрической сети координатных линий. Параметрические уравнения семейств изотропных линий получены из условия равенства нулю линейного элемента псевдосферы, отнесённой к изометрической сети координатных линий. Для нахождения аналитического описания минимальных поверхностей использованы свойства функций комплексной переменной. Показано, что величина средней кривизны образованных минимальных поверхностей, определена с помощью коэффициентов первой и второй квадратичных форм, равна

нулю. Осуществлена визуализация минимальной и присоединенной минимальной поверхности.

Используя предложенный метод аналитического описания минимальных поверхностей, на поверхности псевдосферы, отнесенной к изометрической сети координатных линий, для каждого значения произвольной постоянной можно отыскать параметрические уравнения четырёх семейств изотропных кривых, и каждой кривой поставить в соответствие минимальную поверхность и присоединённую к ней. Образованные минимальные поверхности и присоединённые минимальные поверхности имеют общие метрические свойства и общие свойства кривизны поверхности.

Ключевые слова: *изотропная кривая, минимальная поверхность, линейный элемент поверхности, псевдосфера*

ANALYTICAL DESCRIPTION ISOTROPIC LINE ON SURFACE PSEUDOSPHERE AND CONSTRUCTION MINIMAL SURFACES

S. F. Pylypaka, M. M. Mukvich

Abstract. *In paper the design of minimal surfaces using isotropic curve that lies on the surface of the pseudosphere. Used method proposed by the authors describe the analytical minimal surfaces using isotropic lines, that lie on the surfaces of revolution, referred to the isometric grid coordinate lines. Found analytical condition pseudosphere, referring to the isometric grid coordinate lines. Parametric equations families isotropic lines obtained from the condition of equality to zero line item pseudosphere, referred to the isometric grid of a coordinate lines. For analytical description of minimal surfaces used properties of complex variable. It is shown that the value of the average curvature of minimal surfaces formed, found the ratios of the first and second fundamental form is zero. Signs and found minimal and the associated minimal surface.*

Using the proposed method is analytical description of minimal surfaces on the surface pseudosphere, referred to the isometric grid coordinate lines, for each value of arbitrary constant can find parametric equations of four families of isotropic curves, each curve and put in line with minimum surface and associated to it. The resulting minimal surface and associated minimal surfaces have common properties and the common metric curvature properties of the surface.

Keywords: *isotropic curve, minimum surface, line element surface, pseudosphere*

УЗАГАЛЬНЕНИЙ КРИТЕРІЙ ДИНАМІЧНОЇ ОПТИМІЗАЦІЇ РЕЖИМІВ РУХУ ТА ЇХ СТІЙКОСТІ ДЛЯ ЛІНЕАРИЗОВАНИХ МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ З ДИСКРЕТНИМ СПЕКТРОМ

В. С. Ловейкін, доктор технічних наук
Ю. В. Човнюк, А. П. Ляшко, кандидати технічних наук
e-mail: lovvs@ukr.net

Анотація. Запропонований узагальнений критерій динамічної оптимізації режимів руху та їх стійкості для механічних систем з дискретним спектром, заснований на мінімізації питомої енергії (кінетичної енергії на одиницю маси системи) та аналізі типів стану рівноваги (можливих рухів) у тривимірному фазовому просторі за допомогою дослідження коренів рівняння третього порядку.

Розглянута можливість виникнення стійкого стану даної механічної системи «у малому», що визначається властивостями розв'язуваної лінеаризованої задачі. Досліджена нестійкість «у малому» вказаної системи, механізми (фізичні) її виникнення. Для цього здійснена процедура лінеаризації вихідних рівнянь за допомогою розкладу у ряд поблизу розв'язку, який розшукують, усіх нелінійних залежностей з подальшим виокремленням лише лінійних членів.

При динамічній оптимізації лінеаризованої механічної системи з дискретним спектром обраний критерій якості руху, що мінімізує її питому (на одиницю маси) кінетичну енергію у режимах пуску/гальмування. Встановлені необхідні умови для реалізації цього критерію якості руху (рівняння Ейлера-Пуассона), виходячи з відомих процедур/алгоритмів класичного числення. Виходячи з цього. Встановлені основні закони й закономірності істинного руху подібних механічних систем.

Проведений аналіз стійкості та можливих режимів руху механічної системи з дискретним спектром за відомої тривалості її розгону/гальмування при врахуванні пришвидшень до третього порядку включно. При цьому отримане рівняння Ейлера-Пуассона (шляхом заміни) може бути зведене до такого, аналіз характеристичного рівняння котрого є, по суті, аналізом коренів кубічного рівняння. Оскільки критерій Рауса-Гурвіца й умова, за якої можливий стійкий стан рівноваги даної системи, не виконується, тоді виникає, відповідно, нестійкий (стан рівноваги). Характер

виникаючої нестійкості суттєво залежить від параметрів системи.

Ключові слова: *узагальнення, критерій, динамічна оптимізація, режими, рух, стійкість, лінеаризація, механічна система, дискретний спектр*

Постановка проблеми. Термін «стійкість» та «нестійкість» зараз набувають такого широкого вжитку, що без додаткових пояснень не завжди можна зрозуміти про що йде мова. Дійсно, у багатьох роботах вживають термін про стійкість систем (зокрема, механічної системи) взагалі, про стійкість її саме певного руху (режиму руху), траєкторії чи розв'язку, про стійкість рівноваги, тощо. Крім того, й сама стійкість чи нестійкість може бути різною. Може існувати стійкість у «великому» – по відношенню до довільних збурень, «у малому» – визначену властивостями лінеаризованої задачі. Прикметники біля слова «нестійкість» зазвичай характеризують вже не стільки математичні її особливості, скільки фізичні механізми виникнення коливань (чи хвиль) – дисипативна нестійкість, параметрична, випромінююча та ін.

У подальшому буде розглянута нестійкість «у малому» механічних систем, механізми її виникнення, досліджений стійкий рух «у малому», тобто у межах рівнянь, отриманих з вихідних за допомогою розкладу в ряд поблизу розв'язку, який нас цікавить, усіх нелінійних залежностей й виокремлення лише лінійних членів (процедура лінеаризації). Найбільш важливим, на думку авторів даної роботи, є дослідження стійкості, тобто стану рівноваги лінеаризованої системи з постійними коефіцієнтами.

Стосовно динамічної оптимізації лінеаризованих механічних систем з дискретним спектром слід зазначити наступне. За допомогою мінімізації питомої (на одиницю маси) кінетичної енергії у режимах пуску/гальмування механічних систем з дискретним спектром, яку можна здійснити за відомими процедурами/алгоритмами класичного варіаційного числення, можна встановити закони й закономірності істинного руху подібних механічних систем. Саме цим проблемам й присвячена дана робота.

Аналіз останніх досліджень. У роботах [1–14] розглянуті різноманітні аспекти динамічної оптимізації та аналізу стійкості руху лінійних (та лінеаризованих) механічних систем як з дискретним, так і з суцільним спектром.

Проте, авторам даного дослідження невідомі роботи, в яких були б вивчені типи станів рівноваги (стійкості), режимів усталеного руху у тривимірному фазовому просторі, де б вивчались фазові портрети станів рівноваги, їх типи, розмірність стійкого й нестійкого

станів рівноваги на основі аналізу характеристичного рівняння третього порядку [15], яке виникає в задачах механічних (лінеаризованих) систем з дискретним спектром, функціонуючи у перехідних режимах (пуску, гальмування, реверсування та ін.)

Мета досліджень полягає у встановленні основних закономірностей й параметрів руху механічних систем з дискретним спектром, які є або лінійними, або лінеаризованими й функціонують у перехідних режимах (пуск, гальмування, тощо). При цьому задля встановлення стійких режимів руху вказаних систем їх спочатку оптимізують (мінімізують небажані коливання у перехідних режимах роботи), використовуючи апарат та методи класичного варіаційного числення, а потім вивчають стійкість можливих режимів руху системи. Слід зазначити, що у даній роботі будуть частково використані результати досліджень авторів [15].

Результати досліджень. Узагальнений критерій динамічної оптимізації режимів руху лінеаризованих механічних систем з дискретним спектром. Нехай тривалість перехідного режиму руху системи, складає τ_0 . Швидкість руху системи із зосередженими параметрами є, взагалі кажучи, вектор-функцією часу t , тобто $\vec{v} = \vec{v}(t)$. Для довільного моменту часу $t \in [0, \tau_0]$ вектор-функція $\vec{v}(t)$ й вектор-функція $\vec{v}(t + \tau_0)$ пов'язані між собою співвідношенням:

$$\vec{v}|_{t+\tau_0} = \vec{v}(t + \tau_0) = \vec{v}|_t + \frac{d\vec{v}}{dt}\bigg|_t \cdot \frac{\tau_0}{1!} + \frac{d^2\vec{v}}{dt^2}\bigg|_t \cdot \frac{\tau_0^2}{2!} + \frac{d^3\vec{v}}{dt^3}\bigg|_t \cdot \frac{\tau_0^3}{3!} + \frac{d^4\vec{v}}{dt^4}\bigg|_t \cdot \frac{\tau_0^4}{4!} + \dots, \quad (1)$$

яке можна подати (із врахуванням того, що похідні (1) від $\vec{v}(t)$ по t вищих порядків теж є векторами) у вигляді n -вимірного вектору з компонентами, які мають складові вповдовж кожного $\vec{i}_j$ -орту, причому $j = (\overline{0, n})$. До речі, $n \rightarrow \infty$, але у реальних ситуаціях n є скінченним числом. Тобто, замість (1) маємо:

$$\vec{v}(t + \tau_0) = \sum_{j=0}^n \frac{d^j \vec{v}}{dt^j}\bigg|_t \cdot \frac{\tau_0^j}{(j!)} \cdot \vec{i}_j. \quad (2)$$

Зрозуміло, що всі орти $\vec{i}_j$ між собою взаємно перпендикулярні.

З класичної механіки відомо, що $\frac{v^2}{2}$ є питомою енергією руху (кінетичною енергією на одиницю маси системи), тобто:

$$\frac{E}{m} = \frac{v^2}{2} = \frac{(\vec{v} \cdot \vec{v})}{2}, \quad (3)$$

де: E – кінетична енергія системи, m – її маса.

Оскільки E/m скалярною величиною, слід, використовуючи (2) та (3), подати цю величину наступним чином:

$$\frac{E}{m}(\bar{t}) = \frac{1}{2} \sum_{j=0}^n \left(\left. \frac{d^j \bar{v}}{dt^j} \right|_t \cdot \frac{d^j \bar{v}}{dt^j} \right) \cdot \left(\frac{\tau_0^j}{j!} \right)^2, \bar{t} = t + \tau_0. \quad (4)$$

Для $n=4$ виразу E/m , як функція $\bar{t}$, має наступний вид:

$$\frac{E}{m}(\bar{t}) = \frac{1}{2} \cdot \left\{ \frac{v^2}{t} + \left(\left. \frac{dv}{dt} \right|_t \cdot \frac{\tau_0^1}{1!} \right)^2 + \left(\left. \frac{d^2 v}{dt^2} \right|_t \cdot \frac{\tau_0^2}{2!} \right)^2 + \left(\left. \frac{d^3 v}{dt^3} \right|_t \cdot \frac{\tau_0^3}{3!} \right)^2 + \left(\left. \frac{d^4 v}{dt^4} \right|_t \cdot \frac{\tau_0^4}{4!} \right)^2 \right\} \quad (5)$$

де запис функції часу E/m здійснений у скалярній формі:

$$\frac{E}{m}(\bar{t}) = \frac{1}{2} \sum_{j=0}^4 \left(\left. \frac{d^j \bar{v}}{dt^j} \right|_t \cdot \frac{\tau_0^j}{(j!)} \right)^2 \quad (6)$$

У подальшому будемо розглядати можливі рухи механічної системи протягом τ_0 , які задовольняють наступному критерію якості руху:

$$\int_0^{\tau_0} \frac{E}{m}(t) dt \rightarrow \min, \bar{t} \rightarrow \tau_0, \text{ якщо } t \rightarrow 0. \quad (7)$$

Введемо безрозмірні величини за наступними формулами:

$$\bar{t} = \Omega \cdot t, v(\bar{t}) = \frac{\bar{v}(\bar{t})}{A_0}, \bar{\tau}_0 = \Omega \cdot \tau_0, \quad (8)$$

де: Ω – власна частота системи, A_0 – амплітуда швидкості руху.

Тоді критерій (7), з урахуванням (6), набуває виду:

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{1}{\Omega} \cdot A_0^2 \cdot \int_0^{\bar{\tau}_0} \left\{ \sum_{j=0}^4 \left(\left. \frac{d^j \bar{v}(\bar{t})}{d\bar{t}^j} \right|_{\bar{t}} \cdot \frac{\tau_0^j}{(j!)} \right)^2 \right\} d\bar{t} \rightarrow \min. \quad (9)$$

У розгорнутому вигляді (9) має наступний вид:

$$\begin{aligned} \frac{A_0^2}{2 \cdot \Omega} \cdot \int_0^{\Omega \cdot \tau_0} \left[\bar{v}^2 + (\Omega \cdot \tau_0)^2 \cdot (\bar{v}_{\bar{t}})^2 + \frac{1}{4} \cdot (\Omega \cdot \tau_0)^4 \cdot (\bar{v}_{2\bar{t}})^2 + \frac{1}{36} \cdot (\Omega \cdot \tau_0)^6 \cdot (\bar{v}_{3\bar{t}})^2 + \right. \\ \left. + \frac{1}{24^2} \cdot (\Omega \cdot \tau_0)^8 \cdot (\bar{v}_{4\bar{t}})^2 \right] d\bar{t} \rightarrow \min, \end{aligned} \quad (10)$$

$$\text{де: } \bar{v}_{\bar{t}} = \frac{d\bar{v}}{d\bar{t}}, \bar{v}_{2\bar{t}} = \frac{d^2 \bar{v}}{d\bar{t}^2}, \bar{v}_{3\bar{t}} = \frac{d^3 \bar{v}}{d\bar{t}^3}, \bar{v}_{4\bar{t}} = \frac{d^4 \bar{v}}{d\bar{t}^4}.$$

1. Аналіз стійкості та можливих режимів руху механічних систем з дискретним спектром на проміжку часу $t \in [0, \tau_0]$ (при врахуванні до третього порядку включно). Необхідною умовою реалізації критерію (10) ($\bar{v}_{4\bar{t}} \equiv 0$) є рівняння Ейлера-Пуассона:

$$2 \cdot \bar{v} - 2 \cdot (\Omega \cdot \tau_0)^2 \cdot \bar{v}_{2\bar{t}} + \frac{1}{2} \cdot (\Omega \cdot \tau_0)^4 \cdot \bar{v}_{4\bar{t}} - \frac{1}{18} \cdot (\Omega \cdot \tau_0)^6 \cdot \bar{v}_{6\bar{t}}. \quad (12)$$

Введемо заміну: $\lambda^2=z$. Тоді (12) можна записати наступним чином:

$$z^3 - \frac{9}{(\Omega \cdot \tau_0)^2} \cdot z^2 + \frac{36}{(\Omega \cdot \tau_0)^4} \cdot z - \frac{36}{(\Omega \cdot \tau_0)^6} = 0. \quad (13)$$

Згідно з [15], для рівняння третього порядку (13) необхідно виконати дві умови: 1) задовольнити критерію Реуса-Гурвіца, згідно якого всі головні мінори визначника Гурвіца Δ повинні бути додатними:

$$\Delta = \begin{vmatrix} -\frac{9}{(\Omega \cdot \tau_0)^2} & 1 & 0 \\ \frac{36}{(\Omega \cdot \tau_0)^4} & \frac{36}{(\Omega \cdot \tau_0)^4} & -\frac{9}{(\Omega \cdot \tau_0)^2} \\ 0 & 0 & -\frac{36}{(\Omega \cdot \tau_0)^4} \end{vmatrix}, \quad \begin{aligned} \Delta_1 &= -\frac{9}{(\Omega \cdot \tau_0)^2}; \Delta_2 = -\frac{36 \cdot 8}{(\Omega \cdot \tau_0)^4}; \\ \Delta_3 &= -\frac{36^2 \cdot 8}{(\Omega \cdot \tau_0)^{12}} \end{aligned} \quad (14)$$

де: $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3$ – головні мінори Δ . З (14) видно, що не всі $\Delta_i, i = \overline{1,3}$ додатні; 2) для того, щоб всі головні мінори Δ були додатні, необхідно виконати ще наступну умову [15]: $-\frac{36 \cdot 9}{(\Omega \cdot \tau_0)^6} > -\frac{3}{(\Omega \cdot \tau_0)^6}$.

Але й ця умова не виконується. Це означає, що стан рівноваги системи нестійкий, а характер виникаючої нестійкості суттєво залежить від параметрів самого Δ (Ω, τ_0 , коефіцієнт).

Число стійких (нестійких) коренів визначає розмірність так званого стійкого W^s (нестійкого W^u) розмаїття, на котрому поблизу стану рівноваги розміщені наближені до нього (віддалені від нього) траєкторії. Коли, ці розмаїття двовимірні, ми бачимо на них звичайні стійкі (нестійкі) вузли чи фокуси. Будуть на цих розмаїттях вузли чи фокуси, залежить від закону дискримінанта:

$$\tilde{\Delta} = -\frac{81 \cdot 36^2}{(\Omega \cdot \tau_0)^{12}} + \frac{4 \cdot 36^2}{(\Omega \cdot \tau_0)^{12}} + 4 \cdot \frac{9^3 \cdot 36}{(\Omega \cdot \tau_0)^{12}} - \frac{18 \cdot 9 \cdot 36^2}{(\Omega \cdot \tau_0)^{12}} - \frac{27 \cdot 36^3}{(\Omega \cdot \tau_0)^{12}}. \quad (15)$$

Оскільки $\tilde{\Delta} < 0$, тоді це будуть нестійкі вузли. Крім того, згідно [15], рівняння (13) має всі корені суто дійсні. Розміщення цих коренів на площині $p = p' + i \cdot p''$, $i^2 = -1$, подано на рис. 1.

Типу стану рівноваги відповідає нестійкий вузол (рис. 2), який має власний фазовий портрет стану рівноваги. Розмірності стійкого й нестійкого розмаїття наступні:

$$\dim W^u = 3, \dim W^s = 0. \quad (16)$$

Для знаходження розв'язків (11) слід визначити характеристичні числа λ з (12). Застосуємо підхід роботи [1] для визначення коренів (13) ($\lambda^2=z$).

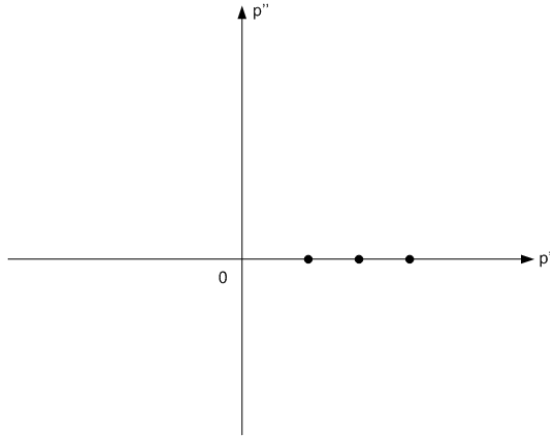


Рис. 1. Розміщення коренів (13) на площині $p = p' + i \cdot p''$.

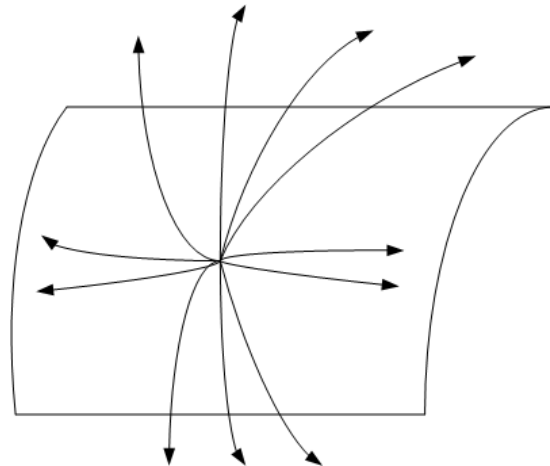


Рис. 2. Фазовий портрет стану рівноваги.

Введемо наступні позначення:

$$r = -\frac{9}{(\Omega \cdot \tau_0)^2}; s = \frac{36}{(\Omega \cdot \tau_0)^4}; \tilde{t} = -\frac{36}{(\Omega \cdot \tau_0)^6}. \quad (17)$$

Тоді (13) можна подати наступним чином:

$$z^3 + r \cdot z^2 + s \cdot z + \tilde{t} = 0 / \quad (18)$$

Роблячи у (18) заміну невідомого $y = z + \frac{r}{3}$ ($y = z - \frac{r}{3}$), отримуємо приведене кубічне рівняння:

$$y^3 + p \cdot y + q = 0, \quad (19)$$

де: $p = \frac{3 \cdot s - r^2}{3}$, $q = \frac{2 \cdot r^2}{27} - \frac{r \cdot s}{3} + \tilde{t}$. Використовуючи (17), легко

знаходимо: $p = \frac{9}{(\Omega \cdot \tau_0)^4}$; $q = \frac{18}{(\Omega \cdot \tau_0)^6}$. Число дійсних розв'язків

кубічного рівняння (19) залежить від знаку дискримінанта:

$$D = \left(\frac{p}{3}\right)^3 + \left(\frac{q}{2}\right)^2. \quad (20)$$

Оскільки $(p, q) > 0$, тоді й $D > 0$. Тому рівняння (19) має один дійсний корінь й два комплексно спрощених. Щоб їх визначити застосовуємо формулу Кардано [1] для приведеного кубічного рівняння (19):

$$\begin{cases} y_1 = u + v; y_2 = -\frac{(u+v)}{2} + \frac{(u-v)}{2} \cdot i \cdot \sqrt{3}; y_3 = -\frac{(u+v)}{2} - \frac{(u-v)}{2} \cdot i \cdot \sqrt{3}, \\ i^2 = -1? \end{cases} \quad (21)$$

$$\text{де: } u = \left\{ -\frac{q}{2} + \sqrt{D} \right\}^{1/3}, v = \left\{ -\frac{q}{2} - \sqrt{D} \right\}^{1/3}.$$

Шляхом заміни $z_k = y_k - \frac{r}{3}$, $k = (\overline{1,3})$ з y_k матимемо розв'язки z_k даного кубічного рівняння (13):

$$z_1 = y_1 - \frac{r}{3}; z_2 = y_2 - \frac{r}{3}; z_3 = y_3 - \frac{r}{3}. \quad (22)$$

При цьому корені z_2 й z_3 комплексно спрощені, а корінь z_1 – дійсний. Тоді розв'язки (12) можна подати наступним чином:

$$\lambda_{1,2} = \pm \sqrt{z_1}; \lambda_{3,4} = \pm \sqrt{z_2}; \lambda_{5,6} = \pm \sqrt{z_3}. \quad (23)$$

Тоді розв'язок (11) можна подати у наступному вигляді:

$$\bar{v}(\bar{\tau}) = \sum_{j=1}^6 \{C_j \cdot \exp[\lambda_j \cdot \bar{\tau}]\}. \quad (24)$$

Невизначені константи C_j у (24) можна знайти, задаючи, початкові умови для рівняння (11) типу:

$$\begin{aligned} \bar{v}|_{\bar{\tau}=0} = \bar{v}_0; \frac{d\bar{v}}{d\bar{\tau}}|_{\bar{\tau}=0} = \bar{v}_{\bar{\tau}}^{(0)}; \frac{d^2\bar{v}}{d\bar{\tau}^2}|_{\bar{\tau}=0} = \bar{v}_{2\bar{\tau}}^{(0)}; \frac{d^3\bar{v}}{d\bar{\tau}^3}|_{\bar{\tau}=0} = \bar{v}_{3\bar{\tau}}^{(0)}; \\ \frac{d^4\bar{v}}{d\bar{\tau}^4}|_{\bar{\tau}=0} = \bar{v}_{4\bar{\tau}}^{(0)}; \frac{d^5\bar{v}}{d\bar{\tau}^5}|_{\bar{\tau}=0} = \bar{v}_{5\bar{\tau}}^{(0)}. \end{aligned} \quad (25)$$

Якщо критерій якості руху має вагові коефіцієнти при кожному з членів підінтегрального виразу (10), котрі, по суті, є експертними оцінками значущості кожної окремої складової, тоді аналіз стійкості отриманих розв'язків ускладнюється й вимагає окремого дослідження. Щодо самого розв'язку рівняння типу (11) (з іншими, переформатованими коефіцієнтами, котрі враховують «експертну вагу»), то воно принципово не змінюється й процедура відшукування коренів характеристичного рівняння залишається тією ж самою: (17)–(24). Так само, врахування прискорень більш високого порядку у залежності $\frac{E}{m}(t)$ зведе задачу до диференціального рівняння (звичайного) більш високого – восьмого, десятого і т.д. порядку.

Аналіз стійкості отриманих при цьому розв'язків суттєво ускладнюється (у т.ч. у зв'язку з багатоваріантністю знаків коефіцієнтів рівняння). Слід також зазначити, що отримані вище розв'язки для рівняння, що визначає $\bar{v}(\bar{\tau})$ справедливі у тому випадку, коли експертні оцінки складових підінтегрального виразу (10) мають однакову вагу. Для визначення закону руху $\bar{X}(\bar{\tau})$ при знайденому $\bar{v}(\bar{\tau})$, слід розв'язати наступне рівняння:

$$\bar{X}(\bar{\tau}) = \int_0^{\bar{\tau}} \bar{v}(\bar{\tau}') d\bar{\tau}' + C_0. \quad (26)$$

Якщо $\bar{X}(0) = 0$, тоді $C_0 \equiv 0$.

Висновки

1. Обґрунтований узагальнений критерій динамічної оптимізації режимів руху лінеаризованих механічних систем з дискретним спектром, який зводиться до мінімізації в процесі пуску/гальмування (т.з. перехідний режим функціонування системи) питомої (на одиницю маси системи) кінетичної енергії (енергії руху системи). У критерії враховані складові, що описують прискорення системи вищих порядків (до третього включно).

2. Досліджена стійкість знайдених розв'язків модельного рівняння для швидкості руху системи за різних значень її параметрів.

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

Список літератури

1. *Бронштейн И. Н.* Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов / *И. Н. Бронштейн, К. А. Семендяев.* – М.: Наука, 1986. – 544 с.
2. *Бидерман В. Л.* Теория механических колебаний / *В. Л. Бидерман.* – М.: Высшая школа, 1980. – 408 с.
3. *Богомолов С. И.* Оптимизация механических систем в резонансных режимах / *С. И. Богомолов, Э. А. Симсон.* – Х.: Вища школа, 1983. – 152 с.
4. *Ганиев Р. Ф.* Колебания твердых тел / *Р. Ф. Ганиев, В. О. Кононенко.* – М.: Наука, 1976. – 432 с.
5. *Гринев В. Б.* Оптимизация конструкций по механическим характеристикам / *В. Б. Гринев, А. П. Филипов.* – К.: Наукова думка, 1975. – 292 с.
6. *Гринев В. Б.* Оптимизация стержней по спектру собственных значений / *В. Б. Гринев, А. П. Филипов.* – К.: Наукова думка, 1979. – 211 с.
7. *Кузьмин П. А.* Малые колебания и устойчивость движения / *П. А. Кузьмин.* – М.: Наука, 1973. – 208 с.
8. *Мандельштам Л. И.* Лекции по теории колебаний / *Л. И. Мандельштам.* – М.: Наука, 1972. – 470 с.
9. *Пановко Я. Г.* Механика деформируемого твердого тела / *Я. Г. Пановко.* – М.: Наука, 1985. – 287 с.
10. *Пановко Я. Г.* Основы прикладной теории колебаний и удара / *Я. Г. Пановко.* – Л.: Политехника, 1990. – 272 с.
11. *Скучик Е.* Простые и сложные колебательные системы / *Е. Скучик.* – М.: Мир, 1971. – 558 с.
12. *Тимошенко С. П.* Колебания в инженерном деле / *С. П. Тимошенко, Д. Х. Янг, У. Уивер.* – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с.
13. *Филиппов А. П.* Колебания деформируемых систем / *А. П. Филипов.* – М.: Машиностроение, 1970. – 732 с.
14. *Черноусько Ф. Л.* Управление колебаниями / *Ф. Л. Черноусько, Л. Д. Акулов, Б. Н. Соколов.* – М.: Наука, 1980. – 384 с.
15. *Рабинович М. И.* Введение в теорию колебаний и волн / *М. И. Рабинович, Д. И. Грубецков.* – М.: Наука, 1984. – 432 с.

References

1. *Bronshteyn, Y. N., Semendyaev, K. A.* (1986). *Spravochnyk po matematyke dlya ynzhenеров y uhashchykhsya vtuzov* [Handbook of mathematics for engineers and students of technical colleges]. М.: Nauka, 544.

2. *Byderman, V. L.* (1980). *Teoriya mekhanicheskikh kolebaniy* [Theory of mechanical vibrations]. M.: Visshaya shkola, 408.
3. *Bohomolov, S. Y., Symson, E. A.* (1983). *Optimizatsiya mekhanicheskikh sistem v rezonansnikh rezhimakh* [Optimization of mechanical systems in resonant modes]. Kh.: Vyshcha shkola, 152.
4. *Hanyev, R. F., Kononenko, V. O.* (1976). *Kole'aniya tverdykh tel* [Coletania solids]. M.: Nauka, 432.
5. *Hrynev, V. B., Fylypov, A. P.* (1975). *Optimizatsiya konstruktsiy po mekhanicheskym kharakterystykam*. K.: Naukova dumka, 292.
6. *Hrynev, V. B., Fylypov A. P.* (1979). *Optimizatsiya sterzhney po spektru sobstvennikh znacheniy* [Optimization of cores in the spectrum of the eigenvalues]. K.: Naukova dumka, 211.
7. *Kuz'myn, P. A.* (1973). *Malie kolebaniya y ustoychivost' dvyzheniya* [Small oscillations and stability of motion]. M.: Nauka, 208.
8. *Mandel'shtam, L. Y.* (1972). *Lektsyy po teorii kolebaniy* [Lectures on the calculus of variations]. M.: Nauka, 470.
9. *Panovko, Ya. H.* (1985). *Mekhanika defarmyruemogo tverdogo tela* [Mechanics of deformation solids]. M.: Nauka, 287.
10. *Panovko, Ya. H.* (1990). *Osnovi prikladnoy teorii kolebaniy y udara* [Fundamentals of applied theory of vibrations and shock]. L.: Polytekhnika, 272.
11. *Skuchyuk, E.* (1971). *Proste y slozhnie kolebatel'nie systemy* [Simple and complex oscillatory systems]. M.: Myr, 558.
12. *Tymoshenko, S. P., Yanh, D. Kh., Uyver, U.* (1985). *Kolebaniya v ynzhenernom dele* [Oscillations in engineering]. M.: Mashynostroenye, 472.
13. *Fylyppov, A. P.* (1970). *Kolebaniya deformyruemikh sistem* [Oscillations of deformable systems]. M.: Mashynostroenye, 732.
14. *Chernous'ko, F. L., Akulov, L. D., Sokolov, B. N.* (1980). *Upravlenye kolebaniyamy* [Control of oscillations]. M.: Nauka, 384.
15. *Rabynovych, M. Y., Hrubetskoy, D. Y.* (1984). *Vvedeniye v teoriyu kolebaniy y voln* [Introduction to the theory of oscillations and waves]. M.: Nauka, 432.

ОБОБЩЕННЫЙ КРИТЕРИЙ ДИНАМИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ РЕЖИМОВ ДВИЖЕНИЯ И ИХ УСТОЙЧИВОСТИ ДЛЯ ЛИНЕАРИЗОВАННЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ С ДИСКРЕТНЫМ СПЕКТРОМ

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

Аннотация. Предложенный обобщенный критерий динамической оптимизации режимов движения и их устойчивости для механических систем с дискретным спектром, основанный на минимизации удельной энергии (кинетической энергии на единицу массы системы) и анализе типов состояния равновесия (возможных движений) в трехмерном фазовом пространстве с помощью исследования корней уравнения третьего порядка.

Рассмотрена возможность возникновения устойчивого состояния данной механической системы «в малом», что определяется свойствами решаемой линеаризованной задачи. Исследована неустойчивость «в малом» указанной системы, механизмы (физические) ее возникновения. Для этого

осуществлена процедура линеаризации исходных уравнений с помощью разложения в ряд вблизи решения, который разыскивают, всех нелинейных зависимостей с последующим выделением только линейных членов.

При динамической оптимизации линеаризованной механической системы с дискретным спектром выбран критерий качества движения, что минимизирует ее удельную (на единицу массы) кинетическую энергию в режимах пуска/торможения. Установлены необходимые условия для реализации этого критерия качества движения (уравнение Эйлера-Пуассона), исходя из известных процедур/алгоритмов классического исчисления. Исходя из этого, установлены основные законы и закономерности истинного движения подобных механических систем.

Проведенный анализ устойчивости и возможных режимов движения механической системы с дискретным спектром в известной продолжительности ее разгона/торможения при учете ускоренной к третьему порядку включительно. При этом полученное уравнение Эйлера-Пуассона (путем замены) может быть сведено к такому, анализ характеристического уравнения которого является, по сути, анализом корней кубического уравнения. Поскольку критерий Рауса-Гурвица и условие, при котором возможно устойчивое состояние равновесия данной системы, не выполняется, тогда возникает, соответственно, неустойчивый (состояние равновесия). Характер возникающей неустойчивости существенно зависит от параметров системы.

Ключевые слова: обобщение, критерий, динамическая оптимизация, режимы, движение, устойчивость, линеаризация, механическая система, дискретный спектр

GENERALIZED CRITERION OF DYNAMIC OPTIMIZATION OF MOTION MODES AND STABILITY FOR LINEARIZED MECHANICAL SYSTEMS WITH DISCRETE RANGE

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

Abstract. The proposed generalized criterion of dynamic optimization of flow regimes and their stability for mechanical systems with discrete spectrum, based on minimization of specific energy (kinetic energy per unit mass of system) and analysis of types of balance (possible movements) in three dimensional phase space by examining the roots of equations of third order.

Considered the possibility of steady state of this mechanical system "in the small" that is determined by the properties of linearized problem is solved. The investigated instability "in the small" of the system, the mechanisms of (physical) of its occurrence. This procedure is carried out linearization of the initial equations using the expansion

near the solution that you are looking for, all non-linear functions with subsequent release only the linear members.

During dynamic optimization of the linearized mechanical system with discrete spectrum selected criterion of the quality movement, which minimizes its specific (per unit mass) kinetic energy in modes of start-up/braking. Set necessary conditions for implementation of this criterion of quality of motion (equation of Euler), based on known procedures and algorithms of classical computation. On this basis, established basic laws and laws of true motion of such mechanical systems.

Analysis of stability and possible modes of motion of mechanical system with discrete spectrum in certain amount of acceleration and deceleration in accounting accelerated to third order inclusive. The resulting equation of Euler (by replacing) can be reduced to such, the analysis of the characteristic equation of which is, in fact, the analysis of the roots of the cubic equation. Since the criterion of Routh-Hurwitz and the condition under which the steady equilibrium of this system fails, then there are, respectively, unstable (equilibrium). The nature of resulting instability depends essentially on the parameters of the system.

Keywords: *generalization, criteria, dynamic optimization, regimes, movement, stability, linearization, mechanical system, discrete spectrum*

УДК 636.083.45:62-192

ОГЛЯД ТЕОРЕТИЧНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ НАДІЙНОГО ФУНКЦІОНУВАННЯ СКЛАДНИХ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ У ТВАРИННИЦТВІ

А. В. Новицький, кандидат технічних наук
e-mail: NovitskiyAV@ukr.net

Анотація. У статті наведено актуальність і важливість удосконалення діяльності оператора як складової технічної системи «Людина-Машина». Проведено огляд наукової літератури в якій проаналізовано надійність і ефективність функціонування операторів машин і обладнання в тваринництві. Розглянуто питання функціонування операторів механізованих процесів тваринництва за такими спеціальностями: операторів машинного доїння; стригалів овець; операторів для вичісування пуху кіз, молодших спеціалістів ветеринарної медицини; слюсарів для заточування ножів стригальних машин; операторів машин для приготування і роздачі кормів. Встановлено, що одним з ефективних шляхів вирішення проблеми підвищення кваліфікації

© А. В. Новицький, 2016

near the solution that you are looking for, all non-linear functions with subsequent release only the linear members.

During dynamic optimization of the linearized mechanical system with discrete spectrum selected criterion of the quality movement, which minimizes its specific (per unit mass) kinetic energy in modes of start-up/braking. Set necessary conditions for implementation of this criterion of quality of motion (equation of Euler), based on known procedures and algorithms of classical computation. On this basis, established basic laws and laws of true motion of such mechanical systems.

Analysis of stability and possible modes of motion of mechanical system with discrete spectrum in certain amount of acceleration and deceleration in accounting accelerated to third order inclusive. The resulting equation of Euler (by replacing) can be reduced to such, the analysis of the characteristic equation of which is, in fact, the analysis of the roots of the cubic equation. Since the criterion of Routh-Hurwitz and the condition under which the steady equilibrium of this system fails, then there are, respectively, unstable (equilibrium). The nature of resulting instability depends essentially on the parameters of the system.

Keywords: *generalization, criteria, dynamic optimization, regimes, movement, stability, linearization, mechanical system, discrete spectrum*

УДК 636.083.45:62-192

ОГЛЯД ТЕОРЕТИЧНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ НАДІЙНОГО ФУНКЦІОНУВАННЯ СКЛАДНИХ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ У ТВАРИННИЦТВІ

**А. В. Новицький, кандидат технічних наук
e-mail: NovitskiyAV@ukr.net**

Анотація. У статті наведено актуальність і важливість удосконалення діяльності оператора як складової технічної системи «Людина-Машина». Проведено огляд наукової літератури в якій проаналізовано надійність і ефективність функціонування операторів машин і обладнання в тваринництві. Розглянуто питання функціонування операторів механізованих процесів тваринництва за такими спеціальностями: операторів машинного доїння; стригалів овець; операторів для вичісування пуху кіз, молодших спеціалістів ветеринарної медицини; слюсарів для заточування ножів стригальних машин; операторів машин для приготування і роздачі кормів. Встановлено, що одним з ефективних шляхів вирішення проблеми підвищення кваліфікації

© А. В. Новицький, 2016

операторів в тваринництві є використання тренажерів. Для кількісного визначення надійності складних технічних систем пропонується використовувати залежності, що враховують вплив двох складових: ймовірності виникнення відмови машини і ймовірності виникнення помилок оператора. Отримано моделі для визначення ймовірності безвідмовної роботи системи при накопиченні відмов і для умови підвищення професійного і психофізіологічного рівня оператора. Представлені аналітичні залежності для визначення ймовірностей безвідмовної роботи системи. Перспективним напрямком при аналізі складних біотехнічних систем в тваринництві є вдосконалення технології, розробка обладнання та оснащення робочих місць операторів.

Ключові слова: *надійність, система, машина, людина-оператор, тварина, відмова*

Постановка проблеми. Однією з основних систем виробництва аграрної продукції є складна технічна система «Людина - Машина». В останні десятиріччя особливої гостроти набула проблема удосконалення операторської діяльності в системах управління технологічними процесами (ТП), складними технічними системами «Людина-Машина» (СТС «ЛМ») та «Людина - Машина - Тварина (Рослина) - Середовище» (СТС «ЛМТ(Р)С»). Від функціонування складової «людина-оператор» залежить подальше підвищення ефективності не лише тих сільськогосподарських машин та виробничо-технологічних комплексів машин і обладнання, які знаходяться в експлуатації, але й тих, які розробляються або ж удосконалюються. Саме «людина-оператор» як складова таких СТС приймає найбільш відповідальні рішення, саме від правильності дій, вміння своєчасно знайти і усунути відмову, залежить ефективність поставлених перед ними завдань, цілісність об'єкта дослідження, безпека людей і тварин.

З розвитком технічних засобів, їх ускладнення і перетворення з простих пристроїв – в СТС «ЛМ» та «ЛМТ(Р)С», все більш проявляється недосконалість «людини-оператора» при їх використанні. Щодо тваринництва, то через низьку кваліфікацію персоналу поширюються захворювання тварин і навіть їх падіж через незадовільне обслуговування [12]. З молока низької якості не можна приготувати хороші молочнокислі продукти, а вживання неякісних молочних продуктів призводить до захворювань людей. Попереднім аналізом встановлено, що у вівчарстві малодосвідчений стригаль може допустити велику кількість помилок, які призводять до зниження якості рун, передчасного виходу з ладу стригальних машинок, травмування шкірного покриву тварин і навіть їх загибелі. І це лише невеликий перелік проблем, які можуть виникнути через низький професійний і психофізіологічний рівень працівників.

Для дослідження процесів взаємозалежної роботи «Людини-оператора» («Л») і «Машини» («М»), як складових СТС «ЛМ», виникає необхідність у системному їх аналізі та встановленні кількісних закономірностей впливу стану оператора на показники надійності і ефективності роботи. Дослідження в цій галузі науки не забезпечують необхідного рівня вирішення відповідних завдань. Створення математичних моделей, які адекватно описують зміну станів СТС в залежності від рівня експлуатаційних факторів, сприятиме формуванню інформаційної бази для проектування, розвитку методичних основ дослідження і випробування, методів забезпечення їх працездатності та способів ефективного їх використання.

Аналіз останніх досліджень. Огляд і аналіз даних технічних і патентних джерел інформації, та наукової літератури, отриманий як вітчизняними, так і зарубіжними дослідниками показав, що цій проблемі надають серйозну увагу у військово-промисловому комплексі, авіації, атомній енергетиці, авіації, морському та автомобільному транспорті. Як показує вивчення літературних джерел, СТС «ЛМ» та їх складові досить повно і детально досліджені в багатьох наукових працях, включаючи [6, 11, 14].

Накопичений практичний досвід з експлуатації СТС в аграрному виробництві показує зростаючий вплив стану операторів на надійність і ефективність їх використання. Виходячи з аналізу літературних джерел, традиційні методи організації роботи машинно-тракторних агрегатів (МТА) якими є СТС «ЛМТ(Р)С» враховують стан оператора опосередковано у вигляді: усереднених складових балансу часу зміни; взаємодії людини-оператора і технічної підсистеми в рамках єдиної системи; режимів роботи системи; особливостей впливу зовнішнього середовища. У науковій літературі опубліковані результати досліджень складових СТС «ЛМРС», які функціонують при реалізації технологічних процесів в рослинництві на прикладі орних і зернозбиральних, транспортних і заготівельних СТС. Відомі наукові роботи, які досліджують СТС «ЛМ» та «ЛМС» у лісовому комплексі та в деревообробній галузі.

Але методи кількісного опису процесів роботи МТА у тваринництві як людино-машинних систем на даний момент розроблені ще недостатньо. Накопичено певний досвід у дослідженні роботи механізмів, обслуговуванні і поведінці тварин, однак дії оператора як активної ланки системи потребують більшого вивчення. Виняток становлять рекомендації з підвищення надійності і ефективності функціонування операторів механізованих процесів тваринництва за окремими спеціальностями: операторів машинного доїння [5, 8, 9, 12, 15]; стригалів овець [1, 5, 12]; операторів для вичісування пуху кіз [4, 17];

молодших ветеринарних спеціалістів [12]; слюсарів для заточування ножів стригальних машин [8, 12]; операторів засобів для приготування і роздавання кормів [2, 10].

Метою досліджень є проведення огляду теоретичних досліджень, які направлені на забезпечення надійного функціонування СТС у тваринництві та формування основних напрямків підвищення їх надійності та ефективності.

Результати досліджень. До теперішнього часу недостатньо інформації та мало достовірних кількісних показників, які характеризують функціональну надійність операторів машин, слюсарів-ремонтників, механіків у тваринництві. Складність вирішення проблеми у галузі тваринництва полягає в недоступності використання інструментального контролю, у недостатній кількості науково-обґрунтованих методик проведення теоретичних і експериментальних досліджень, у відсутності спеціального оригінального устаткування. Питанням дослідження складних біотехнічних і біотехнологічних систем у тваринництві присвячені наукові роботи, в яких вирішувались окремі задачі для підсистем різного рівня [8, 12, 15]. Найбільш досліджуваними підсистемами першого рівня у тваринництві є: доїльний апарат-корова; стригальна машинка - шерстьотвірні тварини (вівця, верблюд і т.п.), гребінь машини для вичісування пуху у кіз і т.д. [5].

Підсистемами другого рівня є підсистема типу машина - людина, яку можна віднести до ергономічної, тому що вона вирішує питання раціонального, в окремих випадках оптимального, опису конструктивних параметрів обладнання і робочих місць з антропометричними, а також функціональними можливостями виконавця: оператора машинного доїння, стригальника овець, оператора з чесання пуху, слюсара заточувальника різучих пар, молодшого ветеринарного працівника.

Спираючись на методи оцінки «людини-оператора» біотехнічних систем, які були запропоновані А. І. Губинським [6] та Б. Ф. Ломовим [11], Поздняков В. Д. пропонує для розрахунку повної надійності оператора враховувати структурну і функціональну надійність [12]. При аналізі повної надійності операторів таких біотехнічних систем, автор пропонує функціональну надійність представити у вигляді сукупності трьох складових: функціонально-параметричної, тобто визначальної здатності оператора виконувати технологічні операції відповідно до параметричних допусків і обмежень; функціонально-часової, тобто здатності оператора виконувати технологічні операції відповідно до нормативних тимчасових показників; функціонально-програмної, тобто здатності оператора працювати відповідно до гнучких алгоритмів трудової діяльності, роботи на різних типах обладнання і при різних формах організації праці.

Для кількісного визначення помилок оператора і встановлення значення ймовірності відмови, автор [12] пропонує використати залежність, яка враховує вплив двох складових: ймовірності виникнення відмови системи в результаті виникнення помилок оператора (P_i) та ймовірності того, що помилка оператора призведе до відмови (F_{i_i}):

$$Q_i = 1 - (1 - F_i - P_i)^{n_i+1}, \quad (1)$$

де: Q_i – ймовірність виникнення відмови системи в результаті виникнення помилок оператора; P_i – ймовірність того, що операція буде виконана таким чином, що під час її проходження виникне відмова; F_i – ймовірність того, що помилка оператора призведе до відмови; n_i – кількість операцій при яких виникали відмови.

В [5, 8, 9, 12] встановлено, що одним із ефективних рішень проблеми підвищення кваліфікації операторів у тваринництві є використання тренажерів. Тільки використання тренажерів при підготовці операторів та підвищенні їх кваліфікації, дозволило скоротити затрати ручної праці на 18,6%, час доїння однієї корови на 43% та підвищити коефіцієнт використання доїльного обладнання з 0,615 до 0,885 [12]. Представлений роботі напрям може бути використано в інших галузях аграрного виробництва, включаючи використання тренажерів при підготовці слюсарів-ремонтників та працівників технічного сервісу.

В дослідженнях професора Стремніна В. О. [15] систему машин у тваринництві також розглянуто з позицій системного підходу як біотехнічну систему «Людина-Машина-Тварина-Середовище» («ЛМТС»). Як зазначає автор, алгоритм керування такою системою носить, як правило, ймовірнісний характер, а ефективність роботи залежить перш за все, від того, наскільки оптимальні зв'язки і взаємодія між її елементами. Автором було встановлено, що близько 20-30% відмов технічних систем у тваринництві прямо або побічно пов'язано з помилками або відмовами людини-оператора. Раціональна взаємодія складових біотехнічної системи «ЛМТС», згідно [15], дозволяє підвищити її ефективність на 15-20%, повніше використати генетичний потенціал тварини, можливості людини-оператора, технічний рівень машини в конкретних умовах експлуатації.

Виходячи з представлених математичних моделей та аналітичних залежностей, автор формує систему машин для тваринництва з дотриманням ряду методологічних принципів, основними з яких є [15]: представлення системи як «ЛМТС»; врахування її ієрархічної структури; розподіл таких систем на прості, розгалужені та складні розгалужені; оцінка системи за моделлю оптимізації структури та моделлю ефективності функціонування;

врахування впливу на комплексну оцінку системи «ЛМТС» складових «людина», «машина», «тварина»; вибір системи шляхом перебору станів виходячи із ефективності складових; врахування якості технічних засобів та ефективності процесів. Позитивним також є те, що автор пропонує розрахувати ефективність функціонування багатоопераційних комбінованих агрегатів у тваринництві із врахуванням надійності оператора, як складової СТС:

$$C(t) = \frac{1}{2}P(C_T + \frac{1}{K}\sum_{i=1}^K C_M), \quad (2)$$

де: K – кількість операцій; P – надійність оператора; C_T – показник ефективності енергетичної машини; C_M – показник ефективності i -ої машини.

Для машин та обладнання в тваринництві, згідно аналізу автореферату [15] використовуються залежності, що враховують лише аварійні відмови, тобто має місце експоненціальний закон розподілу часу між відмовами:

$$Q(t) = \delta \cdot e^{-\lambda_c t}, \quad \lambda_c = \frac{1}{K}\sum_{i=1}^n \lambda_i, \quad (3)$$

де: λ_i – параметр потоків відмов елементу; λ_c – параметр потоків відмов системи; n – кількість елементів системи; δ – вихідний ефект системи.

Для розрахунку ефективності роботи розгалужених систем з однорідною структурою в [15] використана наступна залежність:

$$Q_i(t) = \sum_{i=1}^n P_i(t) \cdot \delta, \quad (4)$$

де: $P_i(t)$ – ймовірність безвідмовної роботи i -ої ланки системи; n – кількість елементів (ланок) системи; δ – вихідний ефект системи.

Щодо розгалужених систем з неоднорідною структурою, то для окремих систем в тваринництві, як зазначається у [15]. потік відмов описується законом Пуассона. Також автором при визначенні ймовірності безпомилкового виконання роботи системою розглядаються відмови машини і оператора, як потік однорідних подій у вигляді добутку двох складових $P_M(t)$ і $P_{оп}(t)$:

$$P_{с\lambda\mu}(t) = e^{-\lambda_M t_{ом}} \cdot e^{-\lambda_{оп} t_{ооп}}, \quad (5)$$

де: $t_{ом}$ – заданий час роботи машини; $t_{ооп}$ – заданий час роботи оператора; λ_M – інтенсивність відмов машини; $\lambda_{оп}$ – інтенсивність відмов оператора.

Автором також встановлена знача різниця в показниках надійності роботи при обслуговуванні доїльного обладнання спеціально підготовленими слюсарями у порівнянні з рядовими механізаторами. Це вказує на додатковий резерв у забезпеченні ефективності роботи СТС «ЛМТ». Для порівняння рівня професійного рівня персоналу автор вводить критерій ефективності навчання або ж об'єм залишкової інформації працівника. У своїй книзі з основ інженерної психології [11] професор Ломов Б. Ф. пропонує

формулу визначення коефіцієнта оперативної готовності людини-оператора:

$$K_{\text{оп}} = 1 - \frac{T_n}{T}, \quad (6)$$

де: $K_{\text{оп}}$ – коефіцієнт оперативної готовності; T_o – час, протягом якого оператор не знаходиться в робочому стані; T – загальний час роботи оператора.

Точку зору важливості комплексного вивчення особливостей виконання технологічних операцій у тваринництві з позицій надійності розділяють автори наукової статті [1]. Але разом з тим, вони стверджують, що оперативна готовність оператора у тваринництві, включаючи стригалю до виконання функціональних дій залежить від його спеціального навчання і тренування. Запропонована Б. Ф. Ломовим формула (6) справедлива для окремого людино-машинного агрегату і некоректна для групового - стригального агрегату. Дослідження біотехнічної системи «ЛМТ» в технологічному процесі стрижки, отримана за результатами досліджень фізична модель трудової діяльності стригалю та фактори, що впливають на їх функціональну надійність формують нову аналітичну залежність. Автори пропонують праву частину формули (6) представити як відношення часу роботи - годину, до кількості обстрижених за цей час тварин « q », а відношення назвати годинним коефіцієнтом питомих витрат оперативного часу на вівцю:

$$K_{\text{оп}} = 1 - \frac{1}{q}. \quad (7)$$

В основі фізичної моделі трудової діяльності стригалю представлено надійність всіх складових біотехнічної системи «ЛМТ», але разом з тим, не чітко визначені основні показники, які її формують.

Вирішенню питань функціонування біотехнічних систем присвячено наукові статті під керівництвом Фененка А. І., в одній із яких [16] автори акцентують увагу на тому, що перспективний розвиток ферм з виробництва молока потребує не тільки нових техніко-технологічних і будівельних рішень, але й науково-дослідних і дослідно-конструкторських робіт, які б гармонійно поєднували всі критерії біотехнічної системи «Людина-Машина-Тварина-Комфорт» (ЛМТК). Тобто, пропонується ввести додаткову складову «комфорт».

Актуальними питаннями, які потребують вивчення і пов'язані із підвищенням надійності та ефективності техніки для тваринництва, є забезпечення запасними частинами [3]. В роботі проведено прогнозування кількісного і номенклатурного складу запасних частин. За результатами досліджень експлуатаційної надійності обладнання кормоцеху «Хортиця» було встановлено [3], що показники безвідмовності і ремонтпридатності обладнання добре

описуються законом Вейбулла з параметром форми $b = 0,9$ – 2,61 год. та середнім значенням ресурсу $t_{\text{ср}} = 310\text{--}4340$ год. Цікавими є отримані значення напрацювання на відмову, які відповідно дорівнюють: 489 год. для ТЛ-65; 230 год. для ИКМ-5 та 185 год. для ТК-5. Завдяки обґрунтованому складу запасних частин, було встановлено, що середній час відновлення працездатності обладнання для тваринництва знаходиться в межах 1,75 – 3,61 год., коефіцієнт оперативної готовності 0,830–0,863, а коефіцієнт технічного використання – 0,878–0,965. Як показує аналіз, окремі елементи та отримані результати наукової роботи можуть бути корисними при забезпеченні працездатності сучасних машин та обладнання. Дослідженнями [13] також підтверджено, що вплив оператора машинного доїння на ефективність функціонування біотехнічної системи «ЛМТ» досягає 25-30%. На основі теоретичних досліджень ефективності роботи операторів, їх анкетування і ранжирування, в авторефераті [13] вказується на залежність функціонального стану систем від наступних факторів: віку працівника; рівня його професійного навчання; кваліфікаційної підготовки; стану функціональних систем організму, які забезпечують його працездатність. Заслуговує на увагу пристрій та методика для відновлення фізичної втоми операторів машинного доїння. Разом з тим, автореферат збіднено відсутністю аналітичних залежностей, які описують вплив на ефективність біотехнічної системи «ЛМТ» складової «оператор», про що акцентується у висновках до дисертаційної роботи.

В якості основного показника технологічної надійності оператора машинного доїння, в науковій роботі [18] автор пропонує прийняти ймовірність безпомилковості роботи $P(t)$, яка розраховується за відомою формулою, але на рівні окремих операцій:

$$P_{\text{оп}}(t) = e^{-\lambda_{\text{оп}} t_{\text{оп}}}, \quad \lambda = \frac{K}{NT}, \quad (8)$$

де: λ – інтенсивність потоку відмов; K – інтенсивність потоку відмов при i -ій операції; N – загальне число операцій, які виконуються; T – час спостережень.

Заслуговує на увагу додаткове наукове опрацювання умов взаємодії елементів системи «ЛМТ» та вплив на її ефективність роботи ергономічності робочого місця оператора машинного доїння. Автор зазначає [18], що втрати на операціях оператора становлять від 16 до 32%, а це вказує на необхідність при побудові множинної регресії ввести коефіцієнт переддоїльної стимуляції $K_{\text{ТН}}$:

$$K_{\text{ТН}} = \frac{T_{\text{н}}}{T}, \quad (9)$$

де: $K_{\text{ТН}}$ – коефіцієнт; $T_{\text{н}}$ – тривалість роботи оператора при надійності не нижче допустимої; T – тривалість доїння.

За результатами регресивного аналізу отримане рівняння зв'язку між факторами ергономічності і показниками технологічної надійності оператора, яке враховує наступні коефіцієнти [18]: зручність обслуговування в горизонтальній площині; зручність обслуговування у вертикальній площині; фронт обслуговування; обслуговування робочого місця; безпеку виконання роботи.

Необхідно зазначити, що в авторефератах до дисертаційних робіт [18] та [15] констатується той факт, що ймовірні мінімальні витрати при доїнні корів забезпечуються при параметрі відмов $\lambda=0,074$ та ймовірності безвідмовної роботи оператора $P_{оп}(t) = 0,85$.

Актуальним і перспективним напрямом при аналізі складних біотехнічних систем у тваринництві є вдосконалення технології, розробка обладнання та оснащення робочих місць для чесання пуху кіз [4]. В статті [4] автор особливу увагу приділяє питанням, які пов'язані з людським фактором і розробкою ергономічно обґрунтованого планування робочого місця оператора з чесання пуху кіз. Корисним є проведене детальне ранжування характерних порушень технології чесання пуху кіз, згідно якого переважаючий вплив на зниження якості проведення робіт має порушення оператором: послідовності вичісування ділянок; неправильна орієнтація гребня стригального обладнання; понад допустимі зусилля, які прикладаються при чесанні. Беручи до уваги перераховані вище причини порушення в роботі оператора, враховуючи можливість використання сучасних способів і технічних рішень для вичісування пуху кіз, автор розглядає цілий ряд заходів, включаючи ергономічне обґрунтування робочого місця, вдосконалення його оснащення.

Розгляд процесу вичісування пуху кіз з позицій складної біотехнічної системи «ЛМТ», який представлено в [17], дозволяє згрупувати їх в три характерних блоки. Перший блок напрямків – включає в себе розробку і вдосконалення механічних вичісувальних пристроїв з метою мінімізації зусиль виконавця і травмування тварини, другий блок напрямків – передбачає забезпечення функціональної надійності виконавця і технологічного обладнання, третій блок напрямків – охоплює оптимізацію організації процесу вичісування. Не менш важливим при забезпеченні надійності складних систем «ЛМТ» є підготовка машин та обладнання до роботи. Саме вказана причина дуже часто призводить до нанесення больових відчуттів тварині, може викликати додаткове занепокоєння або ж стреси. Дослідженнями [8] встановлено, що підготовку ріжучих пар до роботи, діагностику і заточування ножа (гребінки) проводить слюсар-заточувальник. Але, як показав аналіз, його професійний рівень в більшості випадків незадовільний. Так, в господарствах

Оренбурзької області [8, 12] всі слюсарі-заточувальники не мають ні практичної ні теоретичної підготовки, і як правило, пенсійного віку. З 25 слюсарів заточувальників, опитаних в господарствах області, тільки 2 працівники змогли пояснити, як підготувати нову ріжучу пару до експлуатації і тільки 6 працівників змогли розповісти, як підготувати до роботи безпосередньо сам агрегат. Жодне робоче місце слюсарів-заточувальників ріжучих пар не відповідало ергономічним вимогам. А це вказує на те, що резервом забезпечення надійності машин та обладнання тваринництва є комплексний системний підхід до організації технічне обслуговування та ремонту агрегатів, відновлення робочих органів та деталей. І в цьому випадку необхідно використати сучасні наукові методи діагностування і ремонту. Проведений аналіз підтверджує необхідність ергономічного забезпечення робочих місць працівників, включаючи підбір і раціональне розміщення допоміжного обладнання, вибір зручного положення по відношенню до ремонтного агрегату або ж деталі, яка відновлюється.

Актуальними є дослідження, які дозволяють визначити закономірності зміни ймовірності безвідмовної роботи засобів для приготування і роздавання кормів (ЗПРК) як СТС «ЛМ». На основі побудови розміченого графа станів, з використанням методів математичного моделювання СТС «ЛМ», отримано стохастичні диференціальні рівняння балансу ймовірностей [10]:

$$P_0(t) = \frac{\lambda'_1 \lambda''_1 + \lambda''_1 \mu + \lambda'_1 \mu}{\lambda'_0 \lambda'_1 + \lambda''_0 \lambda'_1 + \lambda'_1 \lambda''_1 + \lambda''_1 \mu + \lambda'_1 \mu + \lambda''_0 \mu + \lambda'_0 \mu}, \quad (10)$$

де: λ_i – інтенсивності відмов; μ_i – інтенсивності відновлень.

Особливий інтерес представляє визначення не тільки граничних ймовірностей перебування СТС «ЛМ» в одному з станів з точки зору оцінки її надійності, але й динаміку зміни показників надійності протягом певного періоду експлуатації ЗПРК.

Цікавими і перспективними є теоретичні дослідження, які направлені на встановлення закономірностей зміни ймовірності безвідмовної роботи ЗПРК як систем «ЛМ» в умовах зниження рівня їх працездатності й удосконаленні складової «людина-оператор» [2]. Вирішення отриманої задачі можна провести за рахунок введення фіктивного стану в граф стнів. Після розрахунків встановлена ймовірність підвищення свого професійно-психофізіологічного рівня оператором:

$$P_1'' = - \frac{(-St\lambda''_0)(-Sh\lambda''_0\lambda'_1(1 + \lambda'_1 + 2\lambda'_0))}{(S^2h\lambda''_0 - S^2\lambda''_1 + h\mu\lambda''_0)(S^4 + 2S^3\lambda'_1 + 2S^3\lambda'_0 + 2S^3\lambda'_2 - 2S^3t\lambda''_0) + S^2h\lambda''_0(\lambda'_2 + \lambda''_1)}. \quad (11)$$

Завдяки визначенню впливу складової «людина-оператор» відкривається можливість виявлення основних показників надійності СТС, а також дослідження їх зміни в процесі експлуатації.

Висновки

Таким чином, результати огляду теоретичних досліджень з проблем надійності СТС в тваринництві підтверджують доцільність і важливість вивчення впливу складових «людина», «машина», «тварина», «середовище» на ефективність їх функціонування.

Визначення функціонального стану операторів машин, слюсарів-ремонтників, механіків та інженерно-технічних працівників наочно підтверджують важливість обраного напрямку, який можна рекомендувати як методологію дослідження складних біотехнічних і біотехнологічних систем в тваринництві. Проаналізовані вище моделі та представлені аналітичні залежності дають можливість формувати раціональні шляхи підвищення професійного і психофізіологічного рівня працівників, методів і засобів з метою підвищення надійності СТС.

Список літератури

1. *Алексеевко Н. П.* Обеспечение надежности биотехнической системы «человек–машина–животное» в технологическом процессе стрижки / *Н. П. Алексеевко., Н. В. Пономаренко, И. А. Шишина* // Вестник АПК Ставрополя. – 2014. – №2(14). – С. 15–19.
2. *Бойко А. І.* Математичне моделювання системи «людина – машина» при накопиченні відмов / *А. І. Бойко, А. В. Новицький* // Вісник Харківського національного університету сільського господарства. – Х., 2013. – Вип. 134. – С. 75–80.
3. *Болтянська Н. І.* Підвищення експлуатаційної надійності машин і обладнання тваринництва прогнозуванням кількісного та номенклатурного складу запасних частин : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.11 «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва» / *Болтянська Наталія Іванівна* ; Таврійська ДАТА. – Мелітополь, 2005. – 23 с.
4. *Ваньков А. В.* Эргономическое обоснование планировки рабочего места чесальщика пуха коз / *А. В. Ваньков* // Известия Оренбургского ГАУ. – Оренбург, 2005. – № 3 (7). – С. 84–87.
5. *Востриков В. А.* Повышение эффективности работы оператора в системе «человек – машина – животное» (на примере машинного доения) : автореф. дисс. на соискание научн. степени канд. техн. наук 05.20.01. «Технологии и средства механизации сельского хозяйства» / *Востриков Владимир Алексеевич* ; ФГОУ «Оренбург. гос. агр. ун-т». – Оренбург, 1997. – 19 с.
6. *Губинский А. И.* Основные понятия теории надежности применительно к человеку / *А. И. Губинский* // Стандарты и качество. – 1967. – № 1. – С. 21–30.
7. *Карабинеш Сергей.* Неразрушающие испытания деталей сельскохозяйственных машин как основа обеспечения их высокого качества / *С. Карабинеш* // Motrol, motoryzacja i energetyka rolnictwa motorization and power industry in agriculture. – 2015. – Vol. 17. – № 3. – P. 191–196.
8. *Карташов Л. П.* Технологии и технические средства обучения операторов животноводства / *Л. П. Карташов, В. Д. Поздняков, Е. Л. Ревякин.* – М.: ФГНУ Росинформагротех», 2007. – 88 с.
9. *Каскинова Н. Н.* Совершенствование конструктивно-технологических параметров для обучения операторов машинного доения коров : автореф. дисс.

- на соискание научн. степени канд. техн. наук. 05.20.01. «Технологии и средства механизации сельского хозяйства», 05.20.03 «Технологии и средства технического обслуживания в сельском хозяйстве» / *Каскинова Наиля Насыббуловна* ; ФГОУ «Оренбург. гос. агр. ун-т». – Оренбург, 2009. – 22 с.
10. *Новицкий А. В.* Исследование надёжности сложных технических систем «человек-машина» методом графов / *А. В. Новицкий* // Motrol. Motoryzacia i energetyka rolnictwa motorization and power industry in agriculture. – Lublin, 2014. – Vol. 16, № 3. – P. 96–102.
11. *Основы инженерной психологии : уч. пособие / Б. А. Дашков, Б. Ф. Ломов, В. Ф. Рубахин, Б. А. Смирнов.* – М.: Высшая школа, 1997. – 335 с.
12. *Поздняков В. Д.* Повышение надёжности и эффективности функционирования операторов механизированных процессов животноводства: автореф. дис. на соискание научн. степени доктора техн. наук: 05.20.01. «Технологии и средства механизации сельского хозяйства» / *Поздняков Василий Дмитриевич* : Оренбург. гос. агр. ун-т. – Оренбург, 2006. – 44 с.
13. *Ротова В. А.* Совершенствование технологии и технического средства для механизированного вычесывания пуха коз : автореф. дисс. на соискание научн. степени канд. техн. наук 05.20.01. «Технологии и средства механизации сельского хозяйства» / *Ротова Виктория Азоровна* ; ФГОУ «Оренбург. гос. агр. ун-т». – Оренбург, 2009. – 23 с.
14. *Рябинин А. И.* Надёжность и безопасность структурно-сложных систем / *А. И. Рябинин.* – Санкт-Петербург: Политехника, 2000. – 248 с.
15. *Стремнин В. А.* Принципы обоснования зональной системы машин в животноводстве : автореф. дисс. на соискание научн. степени докт. техн. наук 05.20.01. «Механизация сельского хозяйства» / *Стремнин Валентин Алексеевич* ; СибИМЭ. – Новосибирск, 1995. – 19 с.
16. *Фененко А. І.* Техніко-технологічні аспекти розвитку біотехнічних систем виробництва молока / *А. І. Фененко, В. В. Ткач* // Механізація та електрифікація сільського господарства. – Глеваха, 2014. – Вип. 99 (1). – С. 476–485.
17. *Хлопко Ю. А.* Перспективные направления совершенствования процесса чески пуха коз с позиции сложной биотехнической системы «человек – машина – животное» / *Ю. А. Хлопко, В. А. Ротова, А. М. Осипова* // Современные проблемы науки и образования. – 2014. – № 5.; URL: <http://www.science-education.ru/ru/article/view?id=15109> (дата обращения: 01.08.2016).
18. *Яковенко Т. П.* Повышение технилогической надёжности оператора путем совершенствования условий труда в системе «человек-машина-животное» : автореф. дис. на соискание научн. степени канд. техн. наук: 05.20.01. «Технологии и средства механизации сельского хозяйства» / *Яковенко Татьяна Павловна* ; Челябинск. гос. агр. ун-т. – Оренбург, 2003. – 21 с.

References

1. *Alekseenko, N. P., Ponomarenko, N. V., Shyshyna, Y. A.* (2014). Obespechenyen adezhnosity byotekhnnycheskoys ystemi «chelovek–mashyna–zhyvotnoe» v tekhnolohycheskom protsesse stryzhky [Obespechenie of dejnosti, biotekhniskais system "man–machine–animal" in the process of shearing]. Vestnyk APK Stavropol'ya, 2(14), 15–19.
2. *Boyko, A. I., Novyts'kyu, A. V.* (2013). Matematychnye modelyuvannyya systemy «lyudyna – mashyna» pry nakopychenni vidmov [Mathematical modeling of the system "man – machine" with the accumulation of failures]. Bulletin of Kharkov national University of agriculture, Kh., Vyp. 134, 75–80.

3. *Boltyans'ka, N. I.* (2005). Pidvyshchennya ekspluatatsiynoyi nadiynosti mashyn i obladnannya tvarynnystva prohnozuivanniam kil'kisnoho ta nomenklaturnoho skladu zapasnykh chastyn [Improving the reliability of machinery and equipment livestock forecasting quantitative and nomenclature of spare parts] : avtoref. dys. na zdobuttya nauk. stupenya kand. tekhn. nauk: spets. 05.05.11 «Mashyny i zasoby mekhanizatsiyi sil'skohospodars'koho vyrobnystva». Tavriys'ka DATA, Melitopol', 23.
4. *Van'kov, A. V.* (2005). Erhonomycheskoe obosnovanye planirovki rabocheho mesta chesal'shchyka pukha koz [Ergonomic justification-plan workplace Comber down goats]. Proceedings of Orenburg State Agricultural University, Orenburh, 3 (7), 84–87.
5. *Vostrykov, V. A.* (1997). Povishenye effektivnosti raboti operatora v sisteme «chelovek – mashyna – zhyvotnoe» (na prymere mashynnoho doenyia) [Improving the efficiency of the operator in the system "man – machine – animal" (for example milking)] : avtoref. dyss. na soyskanye nauchn. stepeny kand. tekhn. nauk 05.20.01. «Tekhnolohyy y sredstva mekhanizatsyy sel'skoho khozyaystva». FHOU «Orenburh. hos. ahr. un-t», Orenburh, 19.
6. *Hubynskyy, A. Y.* (1967). Osnovnye ponyatiya teoryi nadezhnosti pryemnytel'no k cheloveku [Basic concepts of reliability theory as applied to man]. Standards and quality, 1, 21–30.
7. *Karabynesh, Serhey.* (2015). Nerazrushayushchye yspitaniya detaley sel'skokhozyaystvennykh mashyn kak osnova obespecheniya ykh vysokogo kachestva [Non-destructive testing of parts of agricultural machinery as the basis to ensure high quality]. Motrol, motoryzatsia i energetyka rol'nictva motorization and power industry in agriculture, Vol. 17, 3, 191–196.
8. *Kartashov, L. P., Pozdnyakov, V. D., Revyakyn E. L.* (2007). Tekhnolohyy y tekhnicheskyye sredstva obucheniya operatorov zhyvotnovodstva [Technology and technical training of operators of animal husbandry]. M.: FHNU Rosynformahrotekh», 88.
9. *Kaskynova, N. N.* (2009). Sovershenstvovanye konstruktivno-tekhnologicheskyykh parametrov dlya obucheniya operatorov mashynnoho doenyia korov [Improvement of the constructive-technological parameters for the training of operators of machine milking of cows] : avtoref. dyss. na soyskanye nauchn. stepeny kand. tekhn. nauk. 05.20.01. «Tekhnolohyy y sredstva mekhanizatsyy sel'skoho khozyaystva», 05.20.03 «Tekhnolohyy y sredstva tekhnicheskoho obsluzhivaniya v sel'skom khozyaystve». FHOU «Orenburh. hos. ahr. un-t», Orenburh, 22.
10. *Novytsky, A. V.* (2014). Yssledovanye nadezhnosti slozhnykh tekhnicheskyykh system «chelovek-mashyna» metodom hrafov [Investigation of the reliability of complex technical systems "man-machine" method of graphs]. Motrol. Motoryzatsia i energetyka rol'nictva motorization and power industry in agriculture, Lublin, Vol. 16, 3, 96–102.
11. *Dashkov, B. A., Lomov, B. F., Rubakhyn, V. F., Smyrnov, B. A.* (1997). Osnovy ynzhenernoy psikhologyy : uch. posobie [Fundamentals of engineering psychology : textbook]. M.: Visshaya shkola, 335.
12. *Pozdnyakov, V. D.* (2006). Povishenye nadezhnosti y effektivnosti funktsionirovaniya operatorov mekhanizirovannykh protsessov zhyvotnovodstva [Increase of reliability and efficiency of functioning of operators of mechanized processes of husbandry] : avtoref. dys. na soyskanye nauchn. stepeny doktora tekhn. nauk: 05.20.01. «Tekhnolohyy y sredstva mekhanizatsyy sel'skoho khozyaystva». Orenburh. hos. ahr. un-t, Orenburh, 44.
13. *Rotova, V. A.* (2009). Sovershenstvovanye tekhnolohyy y tekhnicheskoho sredstva dlya mekhanizirovannogo vichesivaniya pukha koz [Improvement of the technology and technical means for mechanical combing of the goats fluff] : avtoref.

dyss. na soyskanye nauchn. stepeny kand. tekhn. nauk 05.20.01. «Tekhnolohyy y sredstva mekhanyzatsyy sel'skoho khozyaystva». FHOU «Orenburh. hos. ahr. un-t», Orenburh, 23.

14. Ryabynyn, A. Y. (2000). Nadezhnost' y bezopasnost' strukturno-slozhnykh system [The reliability and safety of structurally complex systems]. Sankt-Peterburh: Polytekhnika, 248.

15. Stremnyn, V. A. (1995). Pryntsypi obosnovanyya zonal'noy systemi mashyn v zhyvotnodstve [Principles of justification for a zonal system of machines in animal] : avtoref. dyss. na soyskanye nauchn. stepeny dokt. tekhn. nauk 05.20.01. «Mekhanyzatsyya sel'skoho khozyaystva». SybYME, Novosybyrsk, 19.

16. Fenenko, A. I., Tkach, V. V. (2014). Tekhniko-tekhnologichni aspekty rozvytku biotekhnichnykh system vyrobnytstva moloka [Technological aspects of rostima biotechnical systems of milk production]. Mekhanizatsiya ta elektryfikatsiya sil's'koho hospodarstva, Hlevakha, Vyp. 99 (1), 476–485.

17. Khlopko, Yu. A., Rotova, V. A., Osypova, A. M. (2014). Perspektivnye napravlenyya sovershenstvovanyya protsessa chesky pukha koz s pozytsyy slozhnoy byotekhnicheskoy systemi «chelovek – mashyna – zhyvotnoe» [Perspective directions of perfection of process of combing goats from the position of complex biotechnical systems "man – machine – animal"]. Sovremennye problemy nauky y obrazovanyya, 5.; URL: <http://www.science-education.ru/ru/article/view?id=15109> (data obrashchenyya: 01.08.2016).

18. Yakovenko, T. P. (2003). Povishenye tekhnolohicheskoy nadezhnosti operatora putem sovershenstvovanyya uslovy truda v systeme «chelovek-mashyna-zhyvotnoe» [Tehnological increase the reliability of the operator by improving working conditions in the system "man-machine-animal"] : avtoref. dys. na soyskanye nauchn. stepeny kand. tekhn. nauk: 05.20.01. «Tekhnolohyy y sredstva mekhanyzatsyy sel'skoho khozyaystva». Chelyabynsk. hos. ahr. un-t, Orenburh, 21.

ОБЗОР ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ НАДЕЖНОГО ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ СЛОЖНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ В ЖИВОТНОВОДСТВЕ

А. В. Новицкий

Аннотация. В статье приведена актуальность и важность совершенствования деятельности оператора как составляющей технической системы «Человек-Машина». Проведен обзор научной литературы в которой проанализирована надежность и эффективность функционирования операторов машин и оборудования в животноводстве. Рассмотрены вопросы функционирования операторов механизированных процессов животноводства по следующим специальностям: операторов машинного доения; стригалей овец; операторов для вычесывания пуха коз младших ветеринарных специалистов; слесарей для заточки ножей стригальных машин; операторов машин для приготовления и раздачи кормов. Установлено, что одним из эффективных решений проблемы повышения квалификации операторов в животноводстве является использование тренажеров. Для количественного определения надежности

сложных технических систем предлагается использовать зависимости, учитывающие влияние двух составляющих: вероятности возникновения отказа машины и вероятности возникновения ошибок оператора. Получены модели для определения вероятности безотказной работы системы при накоплении отказов и для условия повышения профессионального и психофизиологического уровня оператора. Представлены аналитические зависимости для определения вероятностей безотказной работы системы. Перспективным направлением при анализе сложных биотехнических систем в животноводстве является совершенствование технологии, разработка оборудования и оснащения рабочих мест операторов.

Ключевые слова: надежность, система, машина, человек-оператор, животное, отказ

REVIEW OF THEORETICAL RESEARCH OF RELIABILITY OF COMPLICATED TECHNICAL SYSTEMS IN LIVESTOCK

A. V. Novitskiy

Abstract. *The paper shows the urgency and importance of the improvement of the human operator as part of the technical system "Human-Machinery". The review of scientific literature which analyzed the efficiency of the operators of machinery and equipment in animal husbandry. Considered operators functioning mechanized processes of livestock in the following specialties: milking machine operators; Sheep shearer; operators for combing down goats; junior veterinary professionals; mechanics for sharpening knives sheepshearer machines; operators of facilities for preparation and distribution of feed. It was established that one of the effective solutions to operators training in animal husbandry is the use of simulators. To quantify the reliability of "Human-Machinery" is proposed to use depending which take into account the impact of two components: the likelihood of rejection machines and the likelihood of operator error. Retrieved model to determine the probability of failure of the system in the accumulation of failures and conditions for raising the professional level, and psychophysiological operator. Analytical dependence for determining the probability of failure of the system. A promising direction in analysis of complex biotechnological systems in livestock is to improve technology, development of equipment and equipment operators workplaces.*

Keywords: *reliability, system, machinery, human-operator, animal, refuse*

**ІСТОРІЯ ВИНИКНЕННЯ І ЗАПРОВАДЖЕННЯ ПРОЕКТУ
«ГАЛУЗЕВА ЕКОНОМІКА І МЕНЕДЖМЕНТ» У ПРОЦЕС
ПІДГОТОВКИ ІНЖЕНЕРНИХ ФАХІВЦІВ**

***В. І. Мельник, кандидат економічних наук
А. В. Новицький, кандидат технічних наук
e-mail: vim2607@gmail.com***

Анотація. У статті розглянуто історичний аспект розвитку проекту «Галузева економіка і менеджмент» в НУБІП України. Науковою гіпотезою статті є той факт, що якщо майбутніх фахівців навчатимуть викладачі інженерної підготовки із знанням економічного фаху, то такі випускники будуть мислити сформованими комплексними інженерно-економічними категоріями. Комплексні інженерно-економічні категорії є однаково близькими для фахівців, а це дає можливість зрозуміти і практично реалізувати поняття економічної ефективності техніки аграрного виробництва. Важливість досліджень в напрямку галузевої економіки підтверджено розвитком нових напрямів підготовки і спеціальностей, серйозними науковими пошуками викладачів факультетів конструювання та дизайну і механіко-технологічного.

В статті висвітлено вклад відомих науковців у запровадження у навчальний процес дисциплін галузевої економіки для підготовки фахових інженерів. Надано пропозиції щодо адаптації існуючих загальних методик визначення ефективності використання і запровадження нових технологічних засобів та технологій з урахуванням специфіки процесів механізації і організації проведення механізованих робіт. Дисципліни, які пов'язані із профільною економікою і питаннями ефективності використання техніки та впровадження технологічних процесів викладаються на кафедрі «Надійності техніки. Історичним розвитком підтверджено правильність розвитку проекту «Галузева економіка і менеджмент» на стику економічного і технічного спрямування, поглибленого особливостями аграрної сфери.

Ключові слова: *галузева економіка, підготовка фахівців, науковець, навчальний процес*

Постановка проблеми. Ідея більш тісного поєднання економічної теорії з практикою функціонування і впровадження

© В. І. Мельник, А. В. Новицький, 2016

інноваційних технологічних процесів в області механізації аграрного виробництва виникла у період активного виконання госпдоговірних тематик співробітниками випускних (профільюючих) кафедр факультету механізації сільського господарства (70-80 рр. минулого століття). Тоді гостро постало питання адаптації існуючих загальних методик щодо визначення ефективності використання і запровадження нових технологічних засобів та технологій з урахуванням специфіки процесів механізації і організації проведення механізованих робіт.

Аналіз останніх досліджень. У цьому процесі активно були задіяні такі відомі профільні науковці нашого університету як проф. Войтюк Д. Г. (кафедра сільськогосподарських машин), проф. Демидко М. О., проф., Заслужений працівник народної освіти Мельник І. І., проф. Михайлович Я. М., доц. Гречкосій В. Д. (кафедра експлуатації МТП), доц. Колісник В. С. (кафедра ремонту машин), проф. Ревенко І. І. (кафедра механізації тваринництва), доц. Короповська Т. Д. (базова освіта інженер-економіст, кафедра організації с.-г. виробництва), проф. Котелянець В. І. (Інститут економіки сільського господарства). Тривала і плідна співпраця спеціалістів різних галузей аграрного виробництва призвела до виникнення ідеї формування комплексних спеціалістів, які б могли в результаті відповідної освітньої підготовки працювати на стику економічних і технічних галузей. Тому виникла наукова гіпотеза: якщо майбутніх фахівців навчатимуть викладачі інженерної підготовки із знанням економічного фаху, то такі випускники уже мислитимуть сформованими комплексними інженерно-економічними категоріями, які будуть їм однаково близькими і це, в кінцевому результаті, приведе до розуміння і практичної реалізації поняття економічної ефективності техніки. Відбудеться зближення, а можливо і злиття понятійного апарату інженера і економіста.

Шлях підсилення навчального процесу галузевими економічними дисциплінами також було обрано ННІ лісового і садово-паркового господарства, що втілено шляхом створення кафедри «Лісового менеджменту», співробітниками якої є спеціалісти з базовою лісівничою освітою: зав. каф., канд. с.-г. наук Домашовець Г. С., д. с.-г. наук, проф. Лакида П. І., д. е. н. Карпук А. І. (базова освіта – інженер лісового господарства).

Результати досліджень. З огляду на дану ситуацію на факультеті механізації с.-г. було прийнято рішення про рекомендацію до вступу в аспірантуру Інституту економіки сільського господарства випускниці цього факультету Мельник В. І. Ця ідея була підтримана проректором з наукової роботи проф. Ібатуллінім І. І., проректором інституту післядипломної освіти Мінагрополітики

Кудіновим П. О. До керівництва Інституту аграрної економіки за поданням нашого університету було направлено звернення про підтримку цієї ідеї від УААН. Керівником наукової роботи аспірантки Мельник В. І. за спеціальністю 08.06.01 «Економіка і організація виробництва» став знаний науковець у області економіки транспорту д.е.н., проф., заслужений діяч науки і техніки Котелянець В. І., який багаторазово звертався до керівництва економічного факультету із пропозицією введення у навчальний процес дисципліни «Економіка транспорту». На жаль, реалізація вказаної пропозиції для підготовки інженерних фахівців не знайшла відгуку на економічному факультеті.

У результаті наукової діяльності аспіранткою Мельник В. І. у 1997 р. була захищена кандидатська дисертація на тему: «Ефективність використання навантажувально-розвантажувальної техніки у рослинництві», в ході якої було удосконалено методичні положення економічної оцінки та обґрунтовані резерви і шляхи підвищення ефективності застосування різних навантажувально-розвантажувальних засобів за перевезення вантажів у сільському господарстві [1]. Офіційними опонентами були проф. Мосіюк П. О. і доц. Швиденко М. З., провідною організацією став Український транспортний університет. У подальшому к.е.н. Мельник В. І. (інженерна базова освіта) вела дисципліну «Організація ремонтного виробництва», яка читалась на кафедрі ремонту машин.

У процесі розвитку факультету механізації сільського господарства, з огляду на зовнішні виклики (політичні зміни, номенклатура ринку, конкуренція) було розпочато формування нових напрямів підготовки спеціалістів та спеціальностей: «Процеси, машини та обладнання аграрного виробництва», «Машинобудування», «Транспортні технології», «Будівництво». «Механізація сільського господарства», «Машини та обладнання с.-г. виробництва», «Обладнання лісового комплексу». Все це мало свою специфіку та ще і у відношенні до функціонування в межах аграрного сектору економіки.

Паралельно з розвитком нових напрямів підготовки і спеціальностей, велась і серйозна наукова діяльність в розрізі проекту «Галузева економіка і менеджмент». Так, у 2006 р. під керівництвом проф. Мельника І. І. було завершено ґрунтовне наукове дослідження (НДР №15-48) на тему «Розробка науково-методичних засад формування амортизаційної політики на реновацію сільськогосподарської техніки». В ході цієї роботи було проведено вивчення і узагальнення вітчизняного і закордонного досвіду здійснення амортизації на реновацію сільськогосподарської техніки. Такі важливі твердження як те, що «...тільки економічна вигода має бути мірилом за визначення необхідного періоду

експлуатації техніки» і «...амортизаційні відрахування є джерелом фінансових ресурсів підприємств і не підлягають вилученню» у повній мірі знайшли своє відображення у податковому законодавстві сьогодення України. [2, с. 6, 8]. Історично-правдивим також стало твердження про необхідність заборони будь-якого вилучення амортизаційного фонду підприємства, оскільки основним власним джерелом коштів для відновлення машинно-тракторного парку господарств мають бути кошти, накопичені від амортизації техніки [2, с. 78]. Тому, навіть у процесі історичного розвитку ми бачимо підтвердження правильності обраних орієнтирів – діяльність на стику економічного і технічного спрямування, поглибленого особливостями аграрної сфери. Так, на нашому факультеті було вперше розроблено і впроваджено специфічну дисципліну «Інженерний менеджмент», питаннями якого тривалий час займався завідувач кафедри експлуатації МТП проф. Мельник І. І. В 2007 р. в результаті наполегливої роботи колективу авторів за редакцією проф. Мельника І. І. було видано підручник з одноіменною назвою [3], де чітко було визначено поняття інженерного менеджменту, відслідковано історію його розвитку від XVIII століття, що ознаменувалось промисловою революцією в Англії і, що особливо цінно, визначено мету, завдання і місце даної дисципліни у фаховій інженерній підготовці. Рецензентами цього видання стали д.е.н., проф., академік НААН Кропивко М. Ф. (Інститут аграрної економіки) і д.т.н., проф. Філіппов А. З. У процесі розширення номенклатури специфічних дисциплін назву кафедри було змінено на «Експлуатацію техніки та інженерного менеджменту», оскільки питання менеджменту нерозривно пов'язані з питаннями експлуатації техніки і організації технологічних процесів, що також є їх підґрунтям. Традиції й ідейні напрями, що були закладені проф. Мельником І. І. підтримуються та поглиблюються і сьогодні, зокрема на кафедрі «Технічного сервісу та інженерного менеджменту».

Дисципліни, що пов'язані із профільною економікою і питаннями ефективності використання техніки та впровадження технологічних процесів викладаються на кафедрі «Надійності техніки», оскільки питання стандартизації і надійності техніки, технологічних процесів і складних технологічних систем аграрного сектору нерозривно пов'язані з питаннями ефективності та є її базовими витоками.

Тривалий час питаннями галузевої економіки і менеджменту займався завідувач кафедри «Надійності техніки» д.т.н., проф. Бойко А. І. Відомі його наукові роботи в області застосування економічного критерію в процесі оптимізації вибору конструктивних рішень робочих органів сільськогосподарської техніки [4]. Проведені

наукові пошуки, досвід роботи у Міністерстві промислової політики України зумовили запрошення до викладання у профільному ВУЗі (МАУП) доктора технічних наук навіть таких суто економічних дисциплін, як «Операційний менеджмент», «Управління персоналом», «Системи технологій», «Менеджмент». Цей свій досвід і знання проф. Бойко А. І. також використав за опонування дисертаційної роботи на здобуття наукового ступеня доктора наук у галузі економіки Скоцика В. Є. (МАУП) на тему «Економічна стратегія розвитку ринку матеріально-технічних ресурсів та технічного сервісу в АПК України» [5].

Блок економічних дисциплін, які впроваджені в навчальний процес на механіко-технологічному факультеті та факультеті конструювання та дизайну, розроблений і викладається доц. Мельник В. І., яка також з 2008 р. є зовнішнім рецензентом випускних магістерських робіт за спеціальністю «Управління персоналом та економіка праці», «Менеджмент зовнішньоекономічної діяльності», «Економіка і управління персоналом», «Менеджмент організацій і адміністрування». Окремі специфічні дисципліни, такі як «Тарифи і тарифні системи» для напрямку «Транспортні технології» та «Управління підприємств технічного сервісу» для спеціальності «Механізація с.-г.» підготовлені та викладаються сумісно з к.т.н., доц. Ревенком Ю. І. та к.т.н, доц. Герасимчуком Ю. А. Готуються також нові наукові кадри. Зокрема, склад кафедри поповнився ас. Хмельовською С. З., яка пов'язує свою наукову діяльність з питаннями розробки і удосконалення методик викладання економічних дисциплін студентам інженерного спрямування.

Також потрібно згадати про участь в даному проекті старшого викладача Бистрого О. М., який у складі авторського колективу у 2009 р. взяв участь у створенні методичного забезпечення дисципліни «Економіка ремонтного підприємства» у Харківському НТУСГ ім. Петра Василенка [6]. Вказана розробка, рекомендована Міністерством освіти і науки України для студентів вищих навчальних закладів інженерного спрямування, використовується за викладання відповідних дисциплін на кафедрі «Надійності техніки».

Посилена інтеграція у навчальний процес підготовки інженерів галузевої економіки спонукала співробітників кафедри «Надійності техніки» виступити з ініціативою про доповнення її назви «Надійність і ефективність техніки», що знаходиться на стадії обговорення на рівні вченої ради факультету конструювання та дизайну [7, 8, 9].

Висновок. Розглянуті процеси і наведені факти підтверджують правильність обраних орієнтирів і дають змогу стверджувати, що економічні питання, пов'язані безпосередньо з галузевою

економікою, можуть і повинні викладатись кафедрами відповідного напрямку і, бажано, фахівцями з базовою освітою у відповідній галузі зі знаннями її економіки за всебічної теоретичної і практичної підтримки фахівців-економістів.

Список літератури

1. Мельник В. І. Ефективність використання навантажувально-розвантажувальної техніки у рослинництві: автореф. ... канд. екон. наук : спец. 08.06.01 «Економіка підприємства і організація виробництва» / Мельник Валентина Іванівна ; ІАЕ УААН. – К., 1997. – 21с.
2. Розробити науково-методичні засади формування амортизаційної політики на реновацію сільськогосподарської техніки: звіт про НДР № 15-48 / НАУ ; кер. І. І. Мельник. – №ДР 0103U007497. – К., 2006. – 82 с.
3. Інженерний менеджмент : навч. посіб. / І. І. Мельник, І. Г. Тивоненко, С. Г. Фришев та ін. ; за ред. І. І. Мельника. – Вінниця: Нова книга, 2007. – 536 с.
4. Бойко А. І. Оптимизация выбора конструктивных решений упрочненных молотков кормодробилок по экономическому критерию / А. И. Бойко, Г. И. Божок // Исследование и конструирование машин и оборудования для животноводства. – К.: ВНИИживмаш, 1988. – Вып. 13. – С. 121–128.
5. Скоцик В. Є. Економічна стратегія розвитку ринку матеріально-технічних ресурсів та технічного сервісу в АПК України : автореф. дис. ... доктора екон. наук : спец. 08.00.04 «Економіка» / Скоцик Виталій Євстафійович ; МАУП. – К., 2003. – 28 с.
6. Практикум з економіки ремонтного підприємства: навч. посіб. / В. К. Аветисян, В. А. Бантковський, О. М. Бистрий, П. М. Клімов. – Харків: Міськдрук, 2009. – 226 с.
7. Протокол № 2 від 6 жовтня 2014 р. засідання кафедри надійності техніки НУБІП України. – 10 с.
8. Протокол № 4 від 9 грудня 2015 р. засідання кафедри надійності техніки НУБІП України. – 10 с.
9. Протокол № 10 від 12 червня 2015 р. засідання кафедри надійності техніки НУБІП України. – 10 с.

References

1. Mel'nyk, V. I. (1997). Efektyvnist' vykorystannya navantazhuval'no-rozvantazhuval'noyi tekhniky u roslynnytstvi [Efficiency of the use of loading equipment in crop production] : avtoref. ... kand. ekon. nauk : spets. 08.06.01 «Ekonomika pidpryyemstva i orhanizatsiya vyrobnytstva». IAE UAAN, K., 21.
2. Rozrobyty naukovo-metodychni zasady formuvannya amortyzatsiynoyi polityky na renovatsiyu sil'skohospodars'koyi tekhniky [To develop scientific-methodical bases of formation of depreciation policy on renovation of agricultural machinery] (2006) : zvit pro NDR # 15-48 / NAU ; ker. #DR 0103U007497, K., 82.
3. Mel'nyk, I. I., Tyvonenko, I. H., Fryshev S. H. (2007). Inzhenernyy menedzhment [Engineering management : textbook. manual] : navch. posib. ta in. ; za red. I. I. Mel'nyka, Vinnytsya: Nova knyha, 536.
4. Boyko, A. Y., Bozhok, H. Y. (1988). Optymyzatsyya vibora kont-struktyvnykh reshenyy uprochnennikh molotkov kormodrobylok po ekonomycheskomu kryteryyu [Optimizing selection construction solutions hardened hammers of feedcutter on economic criteria]. Study and design of machines and equipment for livestock, K.: VNIIZhyvmash, Vip. 13, 121–128.

5. Skotsyk, V. Ye. (2003). Ekonomichna stratehiya rozvytku rynku material'no-tekhnichnykh resursiv ta tekhnichnoho servisu v APK Ukrayiny [Economic development strategy market logistical resources and technical service in the agricultural sector of Ukraine] : avtoref. dys. ... doktora ekon. nauk : spets. 08.00.04 «Ekonomika». MAUP, K., 28.
6. Avetysyan, V. K., Bantkovs'kyi, V. A., Bystryi, O. M., Klimov, P. M. (2009). Praktikum z ekonomiky remontnoho pidpryyemstva [Workshop on the Economics of the repair company: textbook. manual] : navch. posib. / , Kharkiv: Mis'kdruk, 226.
7. Protokol # 2 vid 6 zhovtnya 2014 r. zasidannya kafedry nadiynosti tekhniky NUBIP Ukrayiny [Protocol № 2 from October 6, 2014 meeting of the Department of reliability engineering NULES] (2014), 10.
8. Protokol # 4 vid 9 hrudnya 2015 r. zasidannya kafedry nadiynosti tekhniky NUBIP Ukrayiny [Protocol No. 4 dated December 9, 2015. the meeting of the Department of reliability engineering NULES] (2015), 10.
9. Protokol # 10 vid 12 chervnya 2015 r. zasidannya kafedry nadiynosti tekhniky NUBIP Ukrayiny [Minutes No. 10 dated 12 June 2015 meeting of the Department of reliability engineering NULESU] (2015), 10.

ИСТОРИЯ ВОЗНИКНОВЕНИЯ И ВНЕДРЕНИЯ ПРОЕКТА «ОТРАСЛЕВАЯ ЭКОНОМИКА И МЕНЕДЖМЕНТ» В ПРОЦЕСС ПОДГОТОВКИ ИНЖЕНЕРНЫХ СПЕЦИАЛИСТОВ

В. И. Мельник, А. В. Новицкий

Аннотация. *В статье рассмотрен исторический аспект развития проекта «Отраслевая экономика и менеджмент» в НУБІП Украины. Научной гипотезой статьи является тот факт, что если будущих специалистов будут обучать преподаватели инженерной подготовки со знанием экономических специальностей, то такие выпускники будут мыслить сформированными комплексными инженерно-экономическими категориями. Комплексные инженерно-экономические категории одинаково близки для специалистов, а это дает возможность понять и практически реализовать понятие экономической эффективности техники аграрного производства. Важность исследований в направлении отраслевой экономики подтверждено развитием новых направлений подготовки и специальностей, серьезными научными поисками преподавателей факультетов конструирования и дизайна, и механико-технологического.*

В статье освещен вклад известных ученых по введению в учебный процесс дисциплин отраслевой экономики для подготовки профессиональных инженеров. Даны предложения по адаптации существующих общих методик определения эффективности использования и внедрения новых технологических средств и технологий с учетом специфики процессов механизации и организации проведения механизированных работ. Дисциплины, связанные с профильной экономикой и вопросами эффективности использования техники и внедрения технологических процессов

преподают на кафедре «Надежности техники». Историческим развитием подтверждена правильность развития проекта «Отраслевая экономика и менеджмент» на стыке экономического и технического направления, углубленного особенностями аграрной сферы.

Ключевые слова: *отраслевая экономика, подготовка специалистов, научный деятель, учебный процесс*

HISTORY OF EMERGENCE AND IMPLEMENTATION OF PROJECT "INDUSTRIAL ECONOMICS AND MANAGEMENT" IN PROCESS OF TRAINING OF ENGINEERING SPECIALISTS

V. I. Melnik, A. V. Novitskiy

Abstract. *The paper deals with the historical aspect of the project "Sectoral Economics and Management" in NULES Ukraine. Scientific hypothesis of the article is the fact that if future specialists will train teachers of engineering training with knowledge of the economic profession, these graduates will think formed complex engineering-economic categories. Complex engineering-economic categories are equally close for professionals and this makes it possible to understand and practically implement the concept of economic efficiency of agricultural production techniques. The importance of research in the area of branch of economy confirmed the development of new training areas and specialties, serious scientific research faculty and faculty of design and mechanical design and technology.*

The paper highlights the contribution of famous scientists in the implementation of the learning process of sciences sector of the economy to prepare for professional engineers. The proposals to adapt existing methods for determining overall efficiency and introducing new technological tools and technologies specific to the processes of mechanization of the mechanized operations. Subjects related to the economy and issues profiled efficiency technology and implementation processes taught in the department "Reliability engineering". Historical development confirmed the correctness of the project "Sectoral Economics and Management" at the junction of the technical and economic orientation, in-depth features of the agricultural sector.

Keywords: *industrial economy, training, scientist, educational process*

РОЛЬ НАУКОВОЇ ШКОЛИ КРАМАРОВА В. С. У ФОРМУВАННІ ІНЖЕНЕРНОГО ПОТЕНЦІАЛУ АГРАРНОЇ СФЕРИ

***В. І. Мельник, кандидат економічних наук
А. В. Новицький, кандидат технічних наук
e-mail: vim2607@gmail.com***

Анотація. Володимир Савович Крамаров – один із основоположників вітчизняної школи в галузі ремонту сільськогосподарської техніки. У статті наведені біографічні факти із життя вченого, згадано його найбільш значущі наукові праці. Результатом активної наукової діяльності академіка Крамарова В. С. стало видання ряду науково-практичних розробок, до переліку яких входять праці, що висвітлюють питання застосування допусків і посадок у ремонтній справі, застосування графічного методу планування виробництва на ремонтних підприємствах, встановлення характеру і причин несправностей машин. Вченим проведена робота у сфері визначення і формування основних принципів організації виробництва і проектування машинно-тракторних майстерень. Його наукові пошуки і розробки щодо удосконалення технології ремонту тракторів, автомобілів і сільськогосподарських машин лягли в основу написання і видання однойменного підручника для механіків машинно-тракторних станцій. Важливим також є період обрання і роботи Крамарова В. С. академіком і віце-президентом Української академії сільськогосподарських наук, директором Українського науково-дослідного інституту механізації і електрифікації сільського господарства. Його праці у цей період в області теорії і розрахунку виробничих процесів стали основою методики проведення аналізу та інженерних розрахунків технологічних процесів механізованого вирощування сільськогосподарських культур. В статті представлено плеяду послідовників наукової школи Крамарова В. С. та їх здобутки.

Ключові слова: наукова школа, підготовка інженерних спеціалістів, ремонт машин

Постановка проблеми. Розвиток вітчизняного сільськогосподарського машинобудування, експлуатації і ремонту машин нерозривно пов'язані з постаттю відомого вченого, доктора технічних наук, професора, члена-кореспондента ВАСГНІЛ,

академіка, віце-президента УАСГН – Крамарова Володимира Савовича, якого інженерна справа захопила з юності і якій він залишався вірним протягом всього життя.

Результати досліджень. Виробничо-науковий шлях Володимира Савовича розпочався з ранніх років, коли ще навчаючись у школі, літом працював на різних цукрових заводах слюсарем з ремонту сільськогосподарських знарядь. Маючи непереборну жагу до пізнання нового, наперекір складностям, бо був вихідцем із багатодітної бідної сім'ї, що проживала у м. Біла-Церква, у 1924 р. став студентом Білоцерківського політехнікуму, а пізніше – Київського сільськогосподарського інституту (КСГІ), який і закінчив у 1929 р. Одразу по закінченню навчання за направленням розпочав роботу завідувачем ремонтної майстерні, інженером-механізатором у Дніпропетровському зернорадгоспі (с. Петропавлівка) Зернотресту.

Будучи з дитинства знайомим з працею у аграрній сфері, маючи досвід проведення ремонтних робіт та отриману теоретичну підготовку інженера-механіка, Крамаров В. С. у віці 24 років (1930 р.) був переведений на посаду старшого інженера в Ремонтне управління Зернотресту (м. Москва). Необхідність передачі передового досвіду, формування кадрового потенціалу в аграрній інженерній сфері у 1931 р. привели молодого виробничника до Московського інституту механізації та електрифікації сільського господарства (МІМЕСГ), де і розпочалась його науково-викладацька діяльність спочатку на посаді асистента кафедри механізації сільського господарства, а потім з 1932 р. по 1949 р. – завідувача кафедри ремонту тракторів, автомобілів та сільськогосподарських машин, яка була створена за його ініціативи та безпосередньої участі. В цей період молодим вченим було сформовано програму дисципліни «Ремонт тракторів, автомобілів і сільськогосподарських машин», до якої ним було розроблено курс лекцій і лабораторно-практичних занять, визначено зміст курсового та дипломного проектування. Результатом його методично-організаційної роботи стало створення в інституті лабораторії ремонту машин, а результатом активної наукової діяльності в цей період – видання ряду науково-практичних розробок, до переліку яких входять праці, що висвітлюють питання застосування допусків і посадок у ремонтній справі, застосування графічного методу планування виробництва на ремонтних підприємствах.

Вченим ведеться робота у сфері визначення і формування основних принципів організації виробництва і проектування машинно-тракторних майстерень. Його наукові пошуки і розробки щодо удосконалення технології ремонту тракторів, автомобілів і сільськогосподарських машин лягають в основу написання і видання

однойменного підручника для механіків МТС. У 1939 р. ним було розроблено сценарій та велась наукова консультація за створення навчального фільму «Ремонт машин», який було рекомендовано НКЗ СРСР в якості навчального посібника для ВНЗ.

Свої діяльності, пов'язаної із підготовкою кадрів, науковець не полишав і у період Другої світової війни, коли спочатку очолював створену при інституті ремонтну базу, а потім і у місці евакуації інституту, за що був нагороджений медалями «За доблесний труд у період Великої Вітчизняної війни» і «За оборону Москви».

За час роботи у МІМЕСГ Крамаров В. С. спочатку захистив кандидатську, а потім у 1947 р. – докторську дисертацію, темою якої було теоретичне дослідження основ проектування підприємств сільськогосподарського ремонтного спрямування. Дана робота започаткувала новий науковий підхід в галузі організації й оснащення ремонтних підприємств.

Роком заснування наукової школи Крамарова В. С. вважають 1949 р., коли Володимиру Савовичу було присвоєно вчену ступінь доктора технічних наук та вчене звання професора. В цей час його було призначено старшим науковим співробітником Всесоюзного інституту механізації сільського господарства (м. Москва), де він очолив розробку та видання типової технології ремонту тракторів КД-35, технологічних карт розбирання та складання тракторів, теоретичних основ технологічних процесів ремонтного виробництва та інженерної методики їх проектування.

Подальші сходини до наукового олімпу були пов'язані також з підготовкою інженерних спеціалістів, коли науковець у 1950 р. повернувся до викладацької діяльності, але тепер уже на посаді професора, завідувача кафедри ремонту тракторів, автомобілів і сільськогосподарських машин рідного КСГІ (1951 р.), потім – на посаді заступника директора з навчальної роботи, з навчальної та наукової роботи (1953 р.), з навчальної роботи (1954-1956 рр.). У 1956 році Крамаров В. С. обирається ректором цього ВНЗу, перейменованого в Українську ордену Трудового Червоного Прапора сільськогосподарську академію (УСГА). У 1956 р. професора Крамарова В. С. обрано членом-кореспондентом ВАСГНІЛ. Подальший шлях пов'язав науковця з Українською академією сільськогосподарських наук (УАСГН), академіком (1956 р.) і віце-президентом якої його було обрано (1957-1959 рр.).

Свою викладацьку діяльність видатний вчений завжди підсилював науковою роботою. Так у 1959-1971 рр. Крамарова В. С. було призначено директором Українського науково-дослідного інституту механізації і електрифікації сільського господарства, де Володимир Савович очолив технологічний напрям науково-

дослідних робіт інституту в галузі механізації сільськогосподарського виробництва. Його праці у області теорії і розрахунку виробничих процесів лягли в основу методики проведення аналізу та інженерних розрахунків технологічних процесів механізованого вирощування сільськогосподарських культур: технологічний процес поточного комбайнового збирання урожаю зернових культур, процеси вирощування кукурудзи, цукрового буряка, картоплі та ін. Заслугує на увагу його праця по визначенню складу МТП з використанням математичного програмування.

Свої наукові напрацювання вчений-викладач втілював у навчальний процес підготовки інженерних кадрів для сільськогосподарського виробництва, вдруге очоливши кафедру ремонту тракторів, автомобілів і сільськогосподарських машин УСГА (1968-1976 рр.), а потім (1976-1986 рр.) у статусі професора-консультанта згаданої кафедри. Так, ряд наукових пошуків, проведених під його керівництвом, присвячених удосконаленню та визначенню вимог до експлуатаційно-ремонтної технологічності тракторів і сільськогосподарських машин та їх нових конструкцій були інтегровані у навчальний процес за організації проведення лекційних і лабораторних занять з дисципліни «Ремонт машин». В цей період ним були закладені підвалини формування потенціалу кадрового забезпечення навчального процесу.

Підготовлені за його участі спеціалісти у різний час стали доцентами і завідувачами кафедри ремонту машин: Левицький І. С., Іванов А. І., Лебедєв М.Д., Мелконян З. А., Саньков В. М., Гнояник В. Н., Зарайський С. К., Шкурський Г. К. (зав. кафедри 1969-1971 рр), Малахов В. С. (зав. кафедри 1976-1989 рр.), Луцкер Г. Д. та інші. Загалом за участі і підтримки науковця-педагога було захищено близько 30 кандидатських і 3 докторські дисертаційні роботи, автори яких і до нині провадять дослідження у багатьох країнах світу (Україна, Білорусь, Латвія, Молдова, Росія, Узбекистан, Киргизстан, Польща, Болгарія, Угорщина, Чехія, Словачія, Єгипет, Сірія, Ізраїль, США, Німеччина). Започаткована вченим у Києві науково-дослідна робота з розробки і удосконалення технології і організації сільськогосподарського ремонтного виробництва поширилась і на інші міста України: Хмельницький, Одесу, Львів, Харків, Запоріжжя, Миколаїв та ін.

Виховані школою Крамарова В. С. науковці зайняли своє почесне місце у аграрній науці і освіті України.

Слід відмітити значний вклад в розвиток наукової школи професора Крамарова В. С. випускника факультету механізації, доцента Малахова В. С. Валентин Сергійович знаний в Україні та за її межами, як провідний вчений у галузі надійності і ремонту машин.

Він є автором цілої низки підручників, посібників, методичних матеріалів, довідкової технічної літератури з ремонту тракторів. Його праці з питань проектування і розрахунку технологічних процесів ремонту знайшли подальший розвиток і використовуються на виробництві. Необхідно відмітити значний вклад канд. техн. наук Малахова В. С. в розробку технологічних процесів ремонту та участі у формуванні ремонтної бази тракторів Т-150К і Т-150 на посаді завідувача лабораторією колишнього Українського філіалу ДержНДТІ. У 1986 році доцента Малахова В. С. було нагороджено золотою та бронзовою медалями ВДНГ.

Яскравою і багатогранною постаттю на кафедрі надійності техніки був колишній завідувач кафедри, канд. техн. наук, доцент Колісник В. С. Василь Семенович після закінчення Дніпропетровського сільськогосподарського інституту працював на підприємствах сільгосптехніки, став одним із перших аспірантів Українського філіалу ДержНДТІ. Після захисту кандидатської дисертації Колісник В. С. працював науковим співробітником та завідувачем лабораторією, займався питаннями ремонту тракторів Т-25, Т-16 та відновленням зношених деталей. Працюючи на посаді доцента, а згодом завідувача кафедри «Ремонту машин» (1989-1998 рр.), Василь Семенович сформував прекрасний колектив. Доцент Колісник В. С. був співавтором підручника «Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання», автором багатьох наукових статей і методичних матеріалів, довідкової технічної літератури в галузі ремонтного виробництва.

На кафедрі «Ремонту машин» тривалий час працював випускник факультету механізації сільського господарства УСГА, канд. техн. наук, доцент Черненко П. О. Після закінчення УСГА Петро Олександрович працював в Українському філіалі ДержНДТІ, де захистив кандидатську дисертацію, працював науковим співробітником, завідувачем лабораторії. Його діяльність в ДержНДТІ була пов'язана з розробкою та впровадженням у виробництво технологічних процесів ремонту бурякозбиральних комбайнів КС-6 та кукурудзозбиральних комбайнів «Херсонець-7». Наукові інтереси доцента Черненка П. О. в період роботи на кафедрі «Ремонту машин» були присвячені питанням організації ремонтного виробництва в сільському господарстві.

Одним із учнів і послідовників професора Крамарова В. С. є його аспірант, а згодом старший викладач кафедри «Ремонту машин» Гулай О. Г. Наукові дослідження Омеляна Григоровича присвячені питанням забезпечення працездатності деталей двигунів внутрішнього згорання, організації роботи спеціалізованих ремонтних майстерень. Старший викладач Гулай О. Г. є співавтором

підручника «Ремонт машин», посібників, автором багатьох наукових статей і методичних матеріалів, довідкової технічної літератури в галузі ремонтного виробництва. Будучи найстаршим співробітником кафедри, Омелян Григорович пропагує українську пісню, є активним учасником таких творчих колективів, як хор «Гомін» та «Чумаки».

Продовжувачами школи Крамарова В. С. є і сьогоднішній склад кафедри «Надійності техніки». Насамперед, завідувач кафедри, доктор техн. наук, проф. Бойко А. І., який займається розробкою нових конструктивних рішень високонадійних вузлів і агрегатів сучасної сільськогосподарської техніки на основі застосування системного підходу з урахуванням їх будови за різних видів резервувань. Під керівництвом проф. Бойка А. І. проводяться дослідження форм природного зношування поверхонь тертя як конструктивних напрямів в підвищенні довговічності деталей. Своїми дослідженнями в цій галузі він продовжив і поглибив напрям надійності, що знайшло відображення у розширенні навчальних дисциплін «Надійність технічних систем», «Проектування і розрахунок технічних систем». Під його керівництвом захищено 8 докторських і 12 кандидатських дисертаційних робіт.

Канд. техн. наук, доцент Ружило З. В. проводить науково-дослідні роботи з розробки і впровадження сучасних технологій ремонту машин та обладнання сільськогосподарського виробництва. Останнім часом Зіновій Володимирович, працюючи на посаді декана факультету конструювання та дизайну, активно впроваджує новітні науково-педагогічні підходи в підготовці майбутніх інженерів-конструкторів. Його участь в роботі методичних комісій спрямована на створення нових освітніх програм підготовки фахівців для аграрної сфери.

Наукові інтереси канд. техн. наук, доцента Новицького А. В. пов'язані із структурним аналізом надійності машин та забезпеченням їх працездатності конструкторсько-технологічними методами. В останні роки доцент Новицький А. В. займається розробкою і реалізацією концепції забезпечення надійності складної сільськогосподарської техніки як складної технічної системи «Людина-Машина». Дослідження з формування науково-технічних основ взаємодії людини-оператора і керованої ним складної сільськогосподарської техніки як єдиної людино-машинної системи, які він проводить, є ефективним напрямом забезпечення її надійності.

Старший науковий співробітник, канд. техн. наук, доцент Карабиньш С. С. провадить дослідження в області забезпечення надійності складної сільськогосподарської техніки за використання методів неруйнівного контролю, з розробкою методів

голографування і комп'ютерного забезпечення систем діагностування і прогнозування сільськогосподарської техніки. Результати цієї наукової діяльності активно впроваджуються в навчальний процес. Оригінальні дослідження в області голографування використовуються в лекційному курсі, підготовці магістрів дослідників. Доцент Карабиньох С. С. плідно співпрацює з провідними науковцями ННЦ «ІМЕСГ», Міжнародного центру «Інститут прикладної голографії».

Основним напрямом наукових досліджень канд. економ. наук, доц. Мельник В. І. є розробка і реалізація концепції ефективного використання техніки, зокрема, транспортних засобів у технологічних процесах аграрного виробництва. На сьогодні вона є провідним викладачем дисциплін економічного блоку, що викладаються студентам інженерного спрямування.

Напрямом наукових пошуків канд. техн. наук, доц. Ревенка Ю. І. є розробка і удосконалення комплексу заходів із забезпечення надійності агрегатів для приготування комбікормів. Ним ведеться поглиблене формування курсу «ВСТВ», «Вимірювальна техніка та методи вимірювань», що читається студентам факультетів конструювання та дизайну механіко-технологічного. Також останнім часом Ревенко Ю. І. активно займається тематикою, присвяченою процесам стандартизації і сертифікації техніки.

Тривалий час розробкою технологічних процесів та пристосувань з дефектування автотракторних двигунів на кафедрі займався старший викладач Бистрий О. М., що знайшло своє відображення у постановці лабораторних робіт у розрізі дисципліни «Ремонт машин та обладнання» для підготовки інженерів-механіків і дисципліни «Надійність сільськогосподарських машин» – для інженерів-конструкторів. В останні роки Олександр Миколайович проводить науково-дослідні роботи з пріоритетних напрямів забезпечення надійності зернозбиральних комбайнів.

Старший викладач кафедри Сиволапов В. А. опікується питаннями забезпечення надійності автомобілів, тракторів, сільськогосподарських машин та обладнання у процесі ремонту, ним розроблений і провадиться на факультативних засадах прикладний курс ремонту автотракторних двигунів. Володимир Анатолійович надає значну допомогу в забезпеченні працездатності тракторної техніки навчально-дослідних господарств НУБіП України.

Науково-дослідна робота канд. техн. наук Герасимчука Ю. А. присвячена вивченню і впровадженню пріоритетних напрямів автотракторного машинобудування та впровадження сучасних технологій, процесів, машин та обладнання тракторів і автомобілів,

альтернативних видів палива в агропромислове виробництво України. Він займається відновлювально-реставраційними роботами унікальних тракторів, автомобілів та іншої техніки. За його активної участі на рівні НУБІП України, Голосіївського району міста Києва проводяться виставки раритетної техніки.

Наукове спрямування канд. техн. наук Банного О. О. – забезпечення надійності складної сільськогосподарської техніки, створення нових самоорганізуючих технічних систем.

Асистент Засулько А. А. працює над розробкою комплексу заходів з ремонту та зберігання сільськогосподарської техніки.

Асистент Хмельовська С. З. проводить наукові пошуки стосовно розробки методики викладання економічних дисциплін студентам інженерного спрямування.

Напрямом наукових пошуків старшого лаборанта кафедри надійності техніки Морозовської З. А. є питання забезпечення надійності кормоприготувальних машин, а майстра виробничого навчання Попика П. С. – дослідження пневмомеханічних апаратів посівної техніки точного висіву.

Співробітники кафедри надійності техніки у 2015 році були нагороджені Золотою медаллю на Міжнародній виставці Агро-2015 в номінації «За вагомий внесок у розробку та впровадження новітньої техніки і технологій для сучасних технологій сільськогосподарського виробництва».

Наслідуючи основні теоретичні напрацювання і підходи формування навчальної діяльності засновника наукової школи Крамарова В. С. його послідовники, зокрема, колектив кафедри «Надійності техніки» основну мету своєї діяльності вбачає у поєднанні процесу наукових досліджень з процесом підготовки майбутніх спеціалістів, що є, беззаперечно, основною ідеєю і тенденцією сучасної світової освітньої діяльності.

Список літератури

1. *Бистрий О. М.* Наукова школа «Ремонт тракторів, автомобілів і сільськогосподарських машин» / *О. М. Бистрий, А. В. Новицький, І. М. Усс* // Крамаровські читання : збірник тез доповідей II Міжнародної науково-технічної конференції з нагоди 109-ї річниці від дня народження доктора технічних наук, професора, член-кореспондента ВАСГНІЛ, віце-президента УАСГН Крамарова В. С., 17-18 лютого 2015 р., м. Київ, НУБІП України. – К., 2015. – С. 12–14.

References

1. *Bystryy, O. M., Novyts'kyy, A. V., Uss, I. M.* (2015). Naukova shkola «Remont traktoriv, avtomobiliv i sil's'kohospodars'kykh mashyn» [Scientific school "the Repair of tractors, automobiles and agricultural machines"]. Kramarovs'ki chytannya : zbirnyk tez dopovidey II Mizhnarodnoyi naukovo-tekhnichnoyi konferentsiyi z nahody 109-yi richnytsi vid dnya narodzhennya doktora tekhnichnykh nauk, profesora, chlen-

РОЛЬ НАУЧНОЙ ШКОЛЫ КРАМАРОВА В. С. В ФОРМИРОВАНИИ ИНЖЕНЕРНОГО ПОТЕНЦИАЛА АГРАРНОЙ СФЕРЫ

В. И. Мельник, А. В. Новицкий

Аннотация. Владимир Саввич Крамаров – один из основоположников отечественной школы в области ремонта сельскохозяйственной техники. В статье приведены биографические факты из жизни ученого, упомянуты его наиболее значимые научные труды. Результатом активной деятельности академика Крамарова В. С. стало издание ряда научно-практических разработок, в числе которых работы, освещающие вопросы применения допусков и посадок в ремонтном деле, применение графического метода планирования производства на ремонтных предприятиях, определение характера и причин неисправностей машин. Ученым проведена работа в сфере определения и формирования основных принципов организации производства и проектирования машинно-тракторных мастерских. Его научные исследования и разработки по совершенствованию технологии ремонта тракторов, автомобилей и сельскохозяйственных машин легли в основу написания и издания одноименного учебника для механиков машинно-тракторных станций. Важным также является период избрания и работы Крамарова В. С. академиком и вице-президентом Украинской академии сельскохозяйственных наук, директором Украинского научно-исследовательского института механизации и электрификации сельского хозяйства. Его труды в этот период в области теории и расчета производственных процессов стали основой методики проведения анализа и инженерных расчетов технологических процессов механизированного выращивания сельскохозяйственных культур. В статье представлена плеяда последователей научной школы Крамарова В. С. и их достижения.

Ключевые слова: научная школа, підготовка инженерных специалистов, ремонт машин

ROLE OF SCIENTIFIC SCHOOL OF V. S. KRAMAROV IN FORMATION OF ENGINEERING BUILDING AGRARIAN SPHERE

V. I. Melnik, A. V. Novitskiy

Abstract. Vladimir Kramarov – one of founders of national school in repairing agricultural machinery. The paper presents the biographical facts of life scientist mentioned his most important scientific work. The

result of active scientific activity of academician V. Kramarov was the publication of number of scientific developments, the list of which includes work covering the application of tolerances and landings in repaired case, use the graphical method of production planning in repair shops, determine the nature and causes of faults machines. Scientists carried out the work in determining and shaping the basic principles of design and production of machine-tractor workshops. His scientific research and development for the improvement of technology of repair of tractors, cars and farm machinery were the basis of the same name writing and publishing textbooks for mechanical machine and tractor stations. It is also important during the election and work V. Kramarova Academician and Vice President of the Ukrainian Academy of Agricultural Sciences, Director of Ukrainian Research Institute of Mechanization and Electrification of Agriculture. His work in this period in theory and calculation of production processes became basis of methods of analysis and engineering calculation processes of mechanized cultivation of crops. The paper presents a galaxy of followers V. Kramarova scientific school and their achievements.

Keywords: *scientific school, training of engineering specialists, machine repairs*

УДК 631.363.285

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ГВИНТОВОГО ГРАНУЛЯТОРА КОРМІВ

В. В. Адамчук, доктор технічних наук, академік НААН
В. В. Братішко, кандидат технічних наук
Національний науковий центр «Інститут механізації та
електрифікації сільського господарства»
e-mail: nnc-imesg@ukr.net

Анотація. Метою статті є підвищення ефективності кормовиробництва шляхом теоретичного та експериментального обґрунтування науково-технічних основ проектування гвинтових грануляторів кормів з гвинтами, параметри яких змінюються за їх довжиною. Теоретичні дослідження здійснювались шляхом аналізу взаємодії робочих органів гранулятора з технологічним матеріалом із застосуванням методів теоретичної механіки та механіки

© В. В. Адамчук, В. В. Братішко, 2016

result of active scientific activity of academician V. Kramarov was the publication of number of scientific developments, the list of which includes work covering the application of tolerances and landings in repaired case, use the graphical method of production planning in repair shops, determine the nature and causes of faults machines. Scientists carried out the work in determining and shaping the basic principles of design and production of machine-tractor workshops. His scientific research and development for the improvement of technology of repair of tractors, cars and farm machinery were the basis of the same name writing and publishing textbooks for mechanical machine and tractor stations. It is also important during the election and work V. Kramarova Academician and Vice President of the Ukrainian Academy of Agricultural Sciences, Director of Ukrainian Research Institute of Mechanization and Electrification of Agriculture. His work in this period in theory and calculation of production processes became basis of methods of analysis and engineering calculation processes of mechanized cultivation of crops. The paper presents a galaxy of followers V. Kramarova scientific school and their achievements.

Keywords: scientific school, training of engineering specialists, machine repairs

УДК 631.363.285

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ГВИНТОВОГО ГРАНУЛЯТОРА КОРМІВ

**В. В. Адамчук, доктор технічних наук, академік НААН
В. В. Братішко, кандидат технічних наук
Національний науковий центр «Інститут механізації та
електрифікації сільського господарства»
e-mail: nnc-imesg@ukr.net**

Анотація. Метою статті є підвищення ефективності кормовиробництва шляхом теоретичного та експериментального обґрунтування науково-технічних основ проектування гвинтових грануляторів кормів з гвинтами, параметри яких змінюються за їх довжиною. Теоретичні дослідження здійснювались шляхом аналізу взаємодії робочих органів гранулятора з технологічним матеріалом із застосуванням методів теоретичної механіки та механіки

© В. В. Адамчук, В. В. Братішко, 2016

суцільного середовища, диференціальних та інтегральних обчислень, математичного моделювання. Експериментальні дослідження виконувались у лабораторних та виробничих умовах на основі планування багатofакторних експериментів. Аналітичні розрахунки й аналіз експериментальних даних здійснювались з використанням відповідного програмного забезпечення. В роботі розглянуто рух елементарного об'єму кормової сировини в розгортці каналу гвинта гранулятора кормів. Запропоновано умову приведення гвинтів з каналами поширених форм до ідеалізованої моделі гвинта з каналом прямокутної форми. Встановлено вплив конструкційно-режимних параметрів гранулятора та фізико-механічних властивостей кормової сировини на основні показники його роботи. В результаті теоретичних та експериментальних досліджень було створено науково-технічні основи проектування гвинтових грануляторів кормів з гвинтами, параметри яких змінюються за їх довжиною. В загальному вигляді були отримані вирази тиску в каналі гвинта гранулятора, продуктивності, витрат потужності та крутного моменту на привод гвинта гранулятора. Експериментальні дослідження підтвердили адекватність отриманих виразів. Знайдено вираз оптимальної інтенсивності зміни геометричних параметрів гвинта.

Ключові слова: *гранулятор, продуктивність, енергоємність, оптимізація, кормосуміш*

Постановка проблеми. Одним із наріжних завдань Державних цільових програм розвитку українського села, а також Стратегії розвитку тваринництва України до 2020 року [1] є забезпечення продовольчої безпеки країни шляхом збільшення виробництва продукції тваринництва, зокрема м'яса, молока та яєць, до досягнення науково обґрунтованих норм споживання харчових продуктів та підтримки експортного потенціалу.

Ефективне ведення галузі тваринництва неможливе без забезпечення тварин якісними збалансованими кормами за конкурентною ціною та у потрібній кількості. Основними з негативних чинників, що стримують розвиток тваринництва в Україні, є низький рівень забезпеченості тварин комбікормами, який не перевищує 30% від їх потреби, а також значний дефіцит білка в раціонах тварин.

Наслідком цього є незадовільний рівень реалізації генетичного потенціалу тварин, який не перевищує у свинарстві 48%, у виробництві молока – 53%, у виробництві яловичини – 54%. З огляду на це, основним шляхом збільшення виробництва продукції тваринництва має стати, поряд зі збільшенням чисельності тварин

та птиці, забезпечення реалізації генетичного потенціалу наявного поголів'я на основі підвищення ефективності використання кормів.

Аналіз останніх досліджень. Світові тенденції свідчать, що запорукою успішного ведення галузі є запровадження годівлі тварин однотипними раціонами протягом цілого року, яке запобігає появі кормового стресу та зниженню продуктивності тварин. Окрім того, ефективність використання кормів збільшується при згодовуванні їх у вигляді кормосумішей. Затрати на приготування кормосумішей не перевищують 5% витрат виробництва, але забезпечують підвищення продуктивності тварин на 9-17% [2]. Проте відомо, що при годівлі тварин кормосумішами спостерігається вибіркове поїдання компонентів корму [3]. Уникнення цього явища можливе шляхом згодовування тваринам збалансованого комбікорму у вигляді кормових гранул або брикетів.

Відгодівельне поголів'я великої рогатої худоби, свині та птиця всіх груп можуть отримувати до 100% гранульованих повнораціонних кормів, а для молочних корів та племінних телиць ця частка може становити 50-60% раціону [4]. Світові тенденції свідчать про зростання частки кормів, що згодовуються у вигляді кормових гранул. Наприклад, у Нідерландах частка гранульованих кормів сягає 86%, зокрема – 93% при відгодівлі свиней, 54% – у птахівництві. А при відгодівлі ВРХ майже 100% кормів згодовуються у брикетах та гранулах.

Згодовування комбікормів у вигляді гранул дозволяє уникнути вибіркового поїдання кормів та забезпечити збалансованість раціону. Для підвищення ефективності споживання гранульованого корму доцільно ще вводити до його вмісту відповідно до зоотехнічних вимог грубі корми, зокрема сіно, що дозволить покращити фізіологічний стан травної системи тварин, підвищити ефективність використання корму та збільшити частку білку в раціонах шляхом використання сіна бобових трав.

Серед пресів різних типів – вальцевих, вальцево-матричних, штемпельних та гвинтових – найбільш придатними для приготування кормових гранул з вмістом сінної січки є гвинтові преси. За даними низки дослідників [6, 7] для підвищення ефективності технологічного впливу на матеріал гвинтовими робочими органами застосовують гвинти різного конструкційного виконання. З огляду на технологічність виготовлення та якість виконання робочого процесу, найбільш ефективними для приготування повнораціонних гранульованих кормів є гранулятори з циліндричним корпусом (робочою камерою) та гвинтом, геометричні параметри якого змінюються за його довжиною. Обґрунтуванню параметрів таких грануляторів і присвячена ця робота.

Мета досліджень. Підвищення ефективності кормовиробництва шляхом теоретичного та експериментального обґрунтування науково-технічних основ проектування гвинтових грануляторів кормів з гвинтами, параметри яких змінюються за їх довжиною.

Результати досліджень. Теоретичні дослідження здійснювались шляхом аналізу взаємодії робочих органів гранулятора з технологічним матеріалом із застосуванням методів теоретичної механіки та механіки суцільного середовища, диференціальних та інтегральних обчислень, математичного моделювання. Експериментальні дослідження виконувались у лабораторних та виробничих умовах на основі планування багатофакторних експериментів. Аналітичні розрахунки й аналіз експериментальних даних здійснювались з використанням відповідного програмного забезпечення.

Найширше застосування у гвинтових грануляторах отримали гвинти з трапецієподібним перерізом каналу (рис. 1, а), окремим випадком яких є гвинти з каналом прямокутного перерізу.

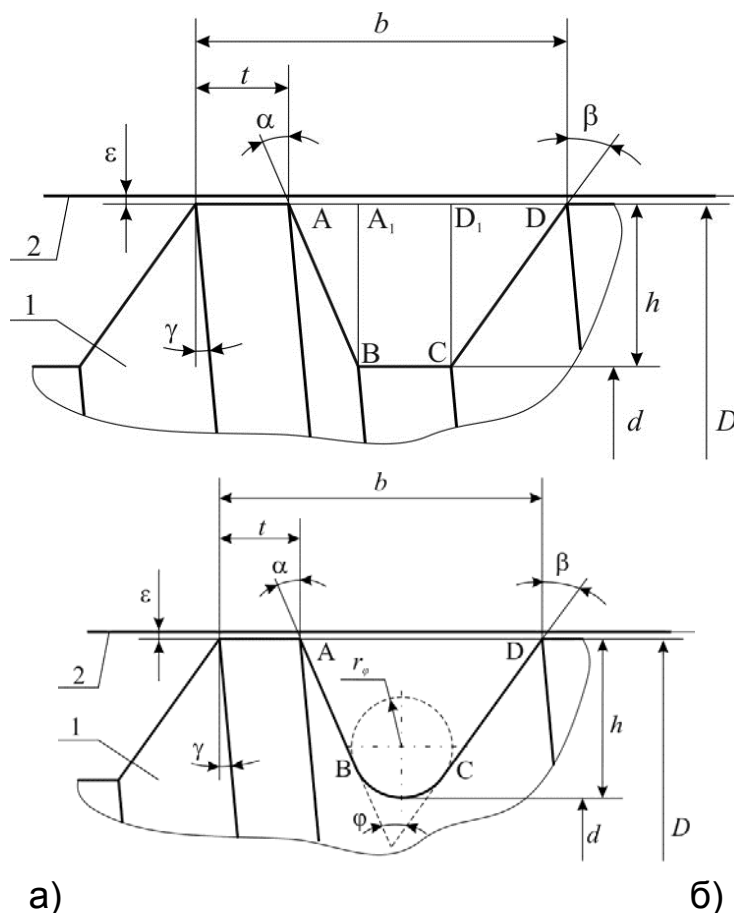


Рис. 1. Схема гвинта гранулятора з каналом трапецієподібного перерізу (а) та з основою каналу у вигляді дуги (б): 1 – гвинт, 2 – внутрішня стінка робочої камери.

Більшість інших конструкцій гвинтів можна представити у вигляді гвинтів, перерізи каналів яких містять в основі дугу та обмежені дотичними прямими до неї (рис. 1, б). Якщо геометричне моделювання гвинтів з трапецієподібним каналом не викликає складнощів, то для гвинтів з формою каналу, представленою на рис. 1, б, необхідним є узгодження параметрів радіусу кола твірної основи каналу гвинта r_ϕ та глибини гвинта h , які пов'язані між собою отриманою раніше залежністю [8]:

$$r_\phi = \frac{2[b - t - (h - 2r_\phi)(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta)]^2 \frac{\cos \alpha \cos \beta}{2 \sin(\alpha + \beta)}}{b - t - (h - 2r_\phi)(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta) + \frac{(b - t)(\cos \alpha + \cos \beta)}{\sin(\alpha + \beta)} - \frac{h - 2r_\phi}{\cos \alpha} - \frac{h - 2r_\phi}{\cos \beta}}, \quad (1)$$

де: h – глибина каналу гвинта, м; b – крок гвинта, м; t – ширина витка гвинта, м; α – кут нахилу передньої стінки витка гвинта, рад.; β – кут нахилу задньої стінки витка гвинта, рад.

Переважає більшість вчених в процесі виконання теоретичних досліджень робочих процесів гвинтових машин використовує геометричну модель у вигляді розгортки гвинта з прямокутним перерізом каналу шириною W та глибиною H . Використання такої ідеалізованої геометричної моделі обумовлено широким застосуванням методів механіки суцільного середовища для дослідження робочих процесів гвинтових пресів та, відповідно, можливістю отримання математичних моделей робочого процесу в загальному вигляді.

За нашим припущенням, використання такої ідеалізованої геометричної моделі каналу гвинта для аналізу процесів роботи гвинтів з каналами іншої форми буде можливе за умови, яку можна записати у вигляді системи рівнянь (2), тобто рівності, відповідно, площ перерізів каналів гвинтів F та співвідношень периметрів перерізів каналів гвинтів L (відрізок ABCD) та відповідних відрізків AD перерізів робочої камери (рис. 1):

$$\begin{cases} WH = F, \\ \frac{W}{2H + W} = \frac{b - t}{L}. \end{cases} \quad (2)$$

Розв'язання системи (2) дозволяє отримати залежності для визначення ширини та глибини прямокутного каналу гвинта, який би за показниками площі перерізу каналу та співвідношення периметрів перерізів каналу гвинта та робочої камери відповідав би гвинтам з каналами іншої форми.

Відомо, що підвищити ефективність процесу гранулювання можливо за рахунок використання гвинтів, геометричні параметри каналів яких змінюються за їх довжиною [9]. Спосіб виготовлення таких деталей, що полягає в суміщенні постійного руху заготовки

або інструмента з додатковим рухом, кількість якого задається окремо, дозволяє створювати гвинти, ширина та глибина каналів яких змінюється пропорційно до їх довжини. Для аналізу інтенсивності зміни геометричних параметрів каналів таких гвинтів нами було запропоновано комплекс безрозмірних показників [10]:

$$M_S = \frac{\partial S}{\partial l} L_{(l=0)}^{-1}, \quad (3)$$

$$M_V = \sqrt{\frac{\partial V}{\partial l} F_{(l=0)}^{-1}}, \quad (4)$$

$$M_F = \frac{\partial F}{\partial l} L_{(l=0)}^{-1}, \quad (5)$$

$$M_L = \nabla L = \frac{\partial L}{\partial l}, \quad (6)$$

де: S – площа поверхні каналу гвинта, м^2 ; V – об'єм каналу гвинта, м^3 ; l – довжина гвинта, м .

Залежності (3)–(6) за фізичним змістом є масштабними коефіцієнтами, які, з деякими припущеннями, можна назвати критеріями геометричної подібності гвинтів. Тобто, при пропорційній зміні геометричних параметрів гвинтів значення цих показників залишаються постійними.

Порівняльний розрахунок значень критеріїв (3)–(6) показав, що різниця між розрахунковими значеннями критеріїв не перевищує 2,5% для гвинтів з каналами різної форми та відповідними гвинтами з каналами прямокутної форми, параметри яких були визначені за системою залежностей (2).

Шляхом аналізу руху елементу об'єму кормосуміші у розгортці каналу гвинта гранулятора отримали вираз зміни тиску для гвинта зі змінними геометричними параметрами [11]:

$$p = p_m \text{Exp} \left[\frac{k_p \mu a'_0}{k_H k_W} \left(e^{\frac{kH_0}{k_H} (f_b + f_s) k_W} \left[Ei \left(kl_{\max} - \frac{kH_0}{k_H} \right) - Ei \left(kl - \frac{kH_0}{k_H} \right) \right] + \right. \right. \quad (7)$$

$$\left. \left. + 2e^{\frac{kW_0}{k_W} f_s k_H} \left[Ei \left(kl_{\max} - \frac{kW_0}{k_W} \right) - Ei \left(kl - \frac{kW_0}{k_W} \right) \right] \right] \right],$$

де: p_m – опір, створюваний матрицею гранулятора, Па ; k_p – деякий коефіцієнт що враховує фізико-механічні властивості сировини та конструкційно-режимні параметри робочих органів; k_H , k_W – відповідно, коефіцієнти зміни ширини та глибини каналу гвинта за його довжиною для гвинта з каналом прямокутної форми; H_0 , W_0 – відповідно, початкові значення ширини та висоти каналу гвинта прямокутної форми, м ; f_b , f_s – коефіцієнти тертя кормосуміші, відповідно, по матеріалу робочої камери та гвинта гранулятора; μ –

коефіцієнт бічного тиску; l та l_{max} – відповідно, поточна та загальна довжина гвинта, м; Ei – інтегральна показникова функція вигляду

$$Ei(x) = \int_{-\infty}^x \frac{e^t}{t} dt; \quad k = \frac{1}{2l} \ln \left[\left(\frac{D - H_0 + k_H l}{W_0 - k_W l + t} \right)^2 + \frac{1}{\pi^2} \right] \bigg/ \left[\left(\frac{D - H_0}{W_0 + t} \right)^2 + \frac{1}{\pi^2} \right]; \quad a'_0 = \pi \sqrt{\left(\frac{D - H_0}{W_0 + t} \right)^2 + \frac{1}{\pi^2}}.$$

Проведені дослідження [12] руху пластифікованої кормосуміші в каналі гвинта дозволили знайти вираз продуктивності гранулятора:

$$Q = \frac{\pi D n (W_0 - k_W l) (H_0 - k_H l)}{2 \sqrt{1 + \frac{(W_0 - k_W l - t)^2}{\pi^2 D^2}}} + \frac{(W_0 - k_W l) (H_0 - k_H l)^3}{12 \eta} \frac{\partial p}{\partial z}, \quad (8)$$

де: η – в'язкість, Па·с; n – частота обертання гвинта, с⁻¹; $\partial p / \partial z$ – градієнт тиску за довжиною каналу гвинта, Па/м.

З аналізу виразу (8), можемо зробити висновок про наявність деяких оптимальних значень параметрів глибини каналу H_0 , коефіцієнту зміни глибини каналу k_H та довжини гвинта l . Прирівнявши до нуля часткові похідні функції продуктивності (8) за відповідними аргументами знайдемо вирази оптимальної початкової глибини каналу гвинта [13]:

$$H_0^{opt} = k_H l + \frac{\pi \sqrt{2 D n \eta}}{\sqrt{\frac{\partial p}{\partial z} \left(\frac{\pi^2 D^2 + (W_0 - k_W l - t)^2}{D^2} \right)^{\frac{1}{4}}}}, \quad (9)$$

оптимального значення коефіцієнту зміни глибини каналу гвинта:

$$k_H^{opt} = \frac{1}{l} \left[H_0 - \frac{\pi \sqrt{2 D n \eta}}{\sqrt{\frac{\partial p}{\partial z} \left(\frac{\pi^2 D^2 + (W_0 - k_W l - t)^2}{D^2} \right)^{\frac{1}{4}}}} \right]. \quad (10)$$

Також нами були отримані залежності витрат потужності [14] на привод гранулятора (без урахування енергоємності пристрою для відрізання гранул):

$$N = 2 \pi l \mu p_m \int_0^{l_{max}} \int_0^{H_0 - k_H l} e^{-A_p \left(\frac{l_{max}}{l} - 1 \right)} y \frac{\pi (D - H_0 - k_H l) [k_W (D - H_0) - k_H (W_0 + t)]}{(W_0 - k_W l + t)^3 \sqrt{\frac{(D - H_0 - k_H l)^2}{(W_0 - k_W l + t)^2} + \frac{1}{\pi^2}}} dy dl, \quad (11)$$

та крутного моменту на привод гвинта гранулятора кормів [15]:

$$M = \mu p_m \int_0^{l_{max}} \int_0^{H_0 - k_H l} e^{-A_p \left(\frac{l_{max}}{l} - 1 \right)} \frac{-k_W l_{max} + 2(W_0 + t)}{y \sqrt{16 \pi^2 + \frac{(k_W l_{max} - 2(W_0 + t))^2}{y^2}}} \times \left(\frac{D}{2} - y \right) \frac{\pi (D - H_0 - k_H l) [k_W (D - H_0) - k_H (W_0 + t)]}{(W_0 - k_W l + t)^3 \sqrt{\frac{(D - H_0 - k_H l)^2}{(W_0 - k_W l + t)^2} + \frac{1}{\pi^2}}} dy dl, \quad (12)$$

де: y – поточна глибина каналу гвинта, м.

Для проведення експериментальних досліджень процесу гранулювання було створено експериментальний зразок гранулятора кормів (рис. 2).



Рис. 2. Експериментальний зразок гвинтового гранулятора кормів.

Для керування досліджуваным процесом гранулювання та фіксації витрат енергії було змонтовано стенд, який складався з електронного імпульсного лічильника електричної енергії НІК 2301 АП2, пускової та захисної апаратури, а також електронно-механічного таймера з лічильником імпульсів. Оберти гвинта гранулятора змінювали за допомогою перетворювача частоти електричного струму DELTA VFD037EL43A.

Для дослідження впливу геометричних параметрів робочих органів на показники процесу гранулювання використовували гвинти з різною інтенсивністю зміни розмірів каналу за довжиною (рис. 3, а) та матриці з різною кількістю отворів різного діаметру (рис. 3, б).



Рис. 3. Гвинти з різною інтенсивністю зміни розмірів каналу за довжиною (а) та матриці з різною кількістю отворів які мали різні діаметри (б).

Метою експериментальних досліджень процесу гранулювання зерно-стеблових кормосумішей було встановлення впливу конструкційних, режимних та технологічних параметрів процесу роботи гвинтового гранулятора кормів на показники якості та енергоємності процесу гранулювання. Вміст грубих кормів в кожній порції для всіх дослідів складав 25% за масою при початковій вологості. При цьому початкова вологість сіна становила 17,8%, ячменю – 11,7%. Середньозважена довжина часточок сіна становила 8,2 мм, модуль помелу ячменю – 1,1 мм. Дослідження проводили із знятим ножом пристрою для обрізання гранул.

Попередньо проведені теоретичні дослідження дозволили встановити, що серед факторів, які впливають на зміну конструкційних параметрів гвинтів грануляторів і входять до складу всіх без виключення критеріїв геометричної подібності гвинтів та мають оптимальні значення для функції продуктивності можна виділити коефіцієнт зміни глибини каналу гвинта за його довжиною k_H . З огляду на це, в якості досліджуваних факторів були прийняті: вологість кормосуміші w ; коефіцієнт зміни глибини каналу гвинта за його довжиною k_H ; діаметр отворів матриці d_m ; частота обертання гвинта гранулятора n . З метою забезпечення відповідності параметрів фізико-механічного впливу на кормосуміш при виробництві гранул різних діаметрів нами було отримано вираз (13), який дозволяє узгодити між собою конструкційні параметри змінних матриць, а саме – кількість отворів, їх довжини та діаметр [16]:

$$j_1 \frac{d_{m1}^4}{l_{m1}} e^{4\mu f \frac{l_{m1}}{d_{m1}}} = j_2 \frac{d_{m2}^4}{l_{m2}} e^{4\mu f \frac{l_{m2}}{d_{m2}}}, \quad (13)$$

де j – кількість отворів матриці, шт.; f – коефіцієнт тертя по стінках каналу матриці; l_m – довжина отвору матриці (товщина матриці), м; μ – коефіцієнт бічного тиску.

В залежності (13) цифрами 1 та 2 позначені матриці, що використовуються для отримання корму з різним діаметром гранул.

Перелік досліджуваних факторів та рівні їх варіювання наведено у табл. 1. В якості досліджуваних критеріїв були прийняті питомі витрати енергії на процес гранулювання E та продуктивність гранулятора Q .

1. Досліджувані фактори та рівні їх варіювання

Рівні варіювання факторів	Фактори			
	$w, \%$	k_H	$d_m, \text{мм}$	$n, \text{об/хв.}$
Верхній рівень (+)	35	0,072	12,0	40
Основний рівень (0)	25	0,064	8,5	70
Нижній рівень (-)	15	0,056	5,0	100
Інтервал варіювання	10	0,008	3,5	30

Для питомої енергоємності E модель мала вигляд (рис. 4):

$$E = -10,6943 + 15,53w - 0,19099w^2 - 124,409wk_H + 314,811k_Hd_m - 1,67264d_m^2. \quad (14)$$

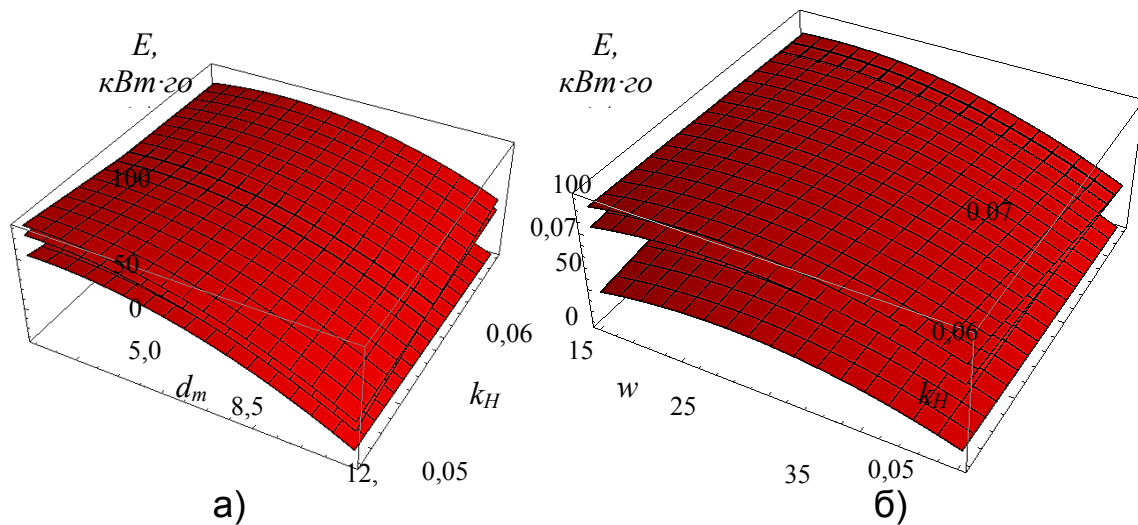


Рис. 4. Вплив вологості кормосуміші w , коефіцієнту зміни глибини каналу гвинта за його довжиною k_H та діаметру отворів матриці d_m на питому енергоємність процесу гранулювання E при фіксації параметрів вологості кормосуміші (а), та діаметра отворів матриці (б) на верхньому, нульовому та нижньому рівнях.

Залежність (14) є адекватною на 90% рівні довірчої вірогідності (значення критерію Фішера $F = 11,3931$; ймовірність F -критерію $P = 0,999911$), всі коефіцієнти моделі є значущими на рівні довірчої вірогідності не менше 90%. Для продуктивності Q отримане рівняння регресії мало вигляд (рис. 5):

$$Q = 58,278 - 4,42935w + 0,0418352w^2 + 38,3826wk_H - 16333,5k_H^2 + 27,2488k_Hd_m + 12,3533k_Hn - 0,00465103d_m^2. \quad (15)$$

З графічного аналізу наведеної залежності (рис. 5) можна встановити, що продуктивність гранулювання має оптимум (максимум) для деяких значень коефіцієнту зміни глибини каналу гвинта k_H , за якого досягається максимум продуктивності гранулятора. Для оптимізації функції продуктивності за параметром коефіцієнта зміни глибини каналу гвинта k_H прирівняємо до нуля продиференційоване за аргументом k_H рівняння (15), звідки вираз для визначення оптимальних значень коефіцієнта зміни глибини каналу гвинта запишеться як:

$$k_H = \frac{1}{32667} (38,3826 w + 27,2488 d_m + 12,3533 n). \quad (16)$$

Співставлення теоретичної (10) та експериментальної (16) залежності коефіцієнту зміни глибини каналу гвинта k_H наведено на рис. 6.

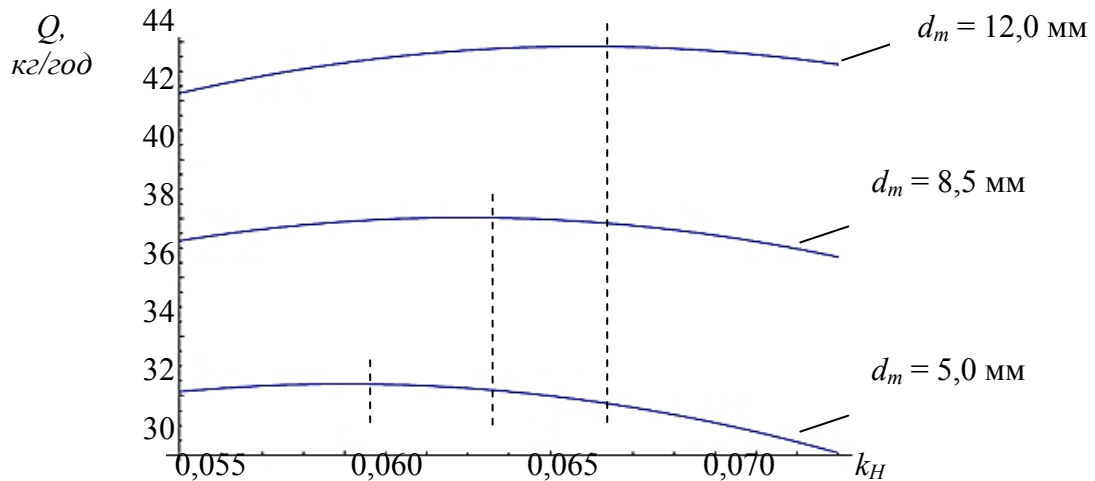


Рис. 5. Вплив коефіцієнту зміни глибини каналу гвинта k_H на продуктивність гвинтового гранулятора кормів Q при фіксації інших факторів на нульових рівнях.

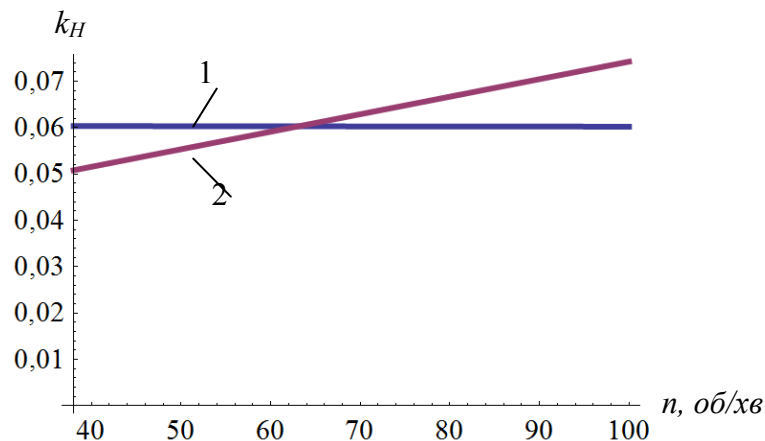


Рис. 6. Залежність коефіцієнту зміни глибини каналу гвинта k_H від частоти обертання гвинта гранулятора n при $d = 80$ мм, $l = 200$ мм, $t = 5$ мм, $k_W = 0,0488$, $H_0 = 12,12$ мм, $W_0 = 16,78$ мм, $\eta = 4$ Па·с, $w = 22\%$, $d_m = 8,5$ мм, $\partial p / \partial z = 5$ МПа/м; 1, 2 – відповідно, теоретична і експериментальна залежності.

Як видно, в області номінальних значень частоти обертання гвинта гранулятора (близько 60 хв^{-1}) різниця між теоретичними та експериментальними значеннями наближається до нуля, що свідчить про адекватність отриманих залежностей. При цьому найвища продуктивність гвинта гранулятора відповідає значенням коефіцієнту $k_H = 0,054-0,058$. Характер розходження між теоретичними та експериментальними значеннями коефіцієнту k_H на рис. 6 пояснюється тим, що для спрощення розрахунку коефіцієнту за залежністю (10) припускали, що градієнт тиску є постійною величиною. Фактично ж, збільшення обертів гвинта призводить до зростання опору, створюваного матрицею гранулятора, та, відповідно, й значень градієнти тиску в каналі гвинта $\partial p / \partial z$.

За результатами теоретичних та експериментальних досліджень було розроблено комплект конструкторської документації та створено дослідний зразок гвинтового гранулятора кормів ГК, який успішно пройшов виробничі випробування у ДП «ДГ «Оленівське» ННЦ «ІМЕСГ». В результаті проведених виробничих випробувань було встановлено, що гвинтовий гранулятор кормів надійно виконує робочий процес, забезпечуючи виготовлення повнораціональних кормових гранул, які відповідають вимогам діючих стандартів. Продуктивність роботи гранулятора сягала 38 кг/год., а максимальна кришимість гранул не перевищувала 6%.

Складовими економічної ефективності є скорочення втрат корму на 3-5%, обумовлене зменшенням кришимості гранул у порівнянні з грануляторами вальцево-матричного типу, а також зменшення питомих витрат енергії до 5-7% у порівнянні з гвинтовими пресами інших конструкцій. Як базові технічні засоби при економічній оцінці приймали вальцево-матричний гранулятор ГКМ-100 та гвинтовий гранулятор ГУК-50. Розрахунки показали, що впровадження розробленого гвинтового гранулятора ГК у виробництво дозволяє отримати економічний ефект на рівні 41,91 грн./т у порівнянні з гвинтовими грануляторами та 487,39 грн./т у порівнянні з грануляторами вальцево-матричного типу.

Висновок. В результаті теоретичних та експериментальних досліджень було створено науково-технічні основи проектування гвинтових грануляторів кормів з гвинтами, параметри яких змінюються за їх довжиною. В загальному вигляді отримані аналітичні залежності для визначення тиску в каналі гвинта гранулятора, продуктивності, витрат потужності та крутного моменту на привод гвинта гранулятора. Експериментальні дослідження підтвердили адекватність отриманих теоретичних залежностей процесу гранулювання кормів. В результаті теоретичних та експериментальних досліджень отримано вираз коефіцієнту зміни глибини каналу гвинта k_H , що дозволяє забезпечити найвищу продуктивність гранулятора.

Список літератури

1. Гадзало, Я. М. Стратегія розвитку тваринництва України до 2020 року [Текст] / Я. М. Гадзало, М. І. Бащенко, О. М. Жукорський та ін. – К.: Аграр. наука, 2016. – 104 с.
2. Зубець, М. В. Актуальні проблеми технічної політики в аграрному секторі України [Текст] / М. В. Зубець, Я. С. Гуков, М. І. Грицишин. – К.: ДІА, 2007. – 80 с.
3. Бабенко, О. Балансування годівлі корів за сухою речовиною [Текст] / О. Бабенко // Пропозиція. – 2012. – № 12 (210). – С. 2–6.
4. Мельников, С. В. Производство травяной муки в гранулах [Текст] / С. В. Мельников, Г. Я. Фарбман. – Л.: Лениздат, 1975. – 112 с.

5. Шаршунов, В. А. Машины и оборудование для производства комбикормов [Текст] / В. А. Шаршунов, А. В. Червяков, С. А. Бортник, Ю. А. Пономаренко. – Мн.: Экоперспектива, 2005. – 487 с.
6. Bruin, S. A review of fundamental and engineering aspects of extrusion of biopolymers in a single screw extruder [Text] / S. Bruin, D.J. van Zuilichem, W. Stolp // J. Food Process Eng. – 1978. – Vol. 2. – P. 1–37.
7. *Extrusion-Cooking Techniques: Applications, Theory and Sustainability* [Text] / Edited by Leszek Moscicki. – Weinheim: WILEY-VCH, 2011. – 234 p.
8. Братишко, В. В. Дослідження геометричних параметрів гвинта гранулятора кормів з основою каналу у вигляді частини кола [Текст] / В. В. Братишко // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка «Технічні системи і технології тваринництва». – 2013. – Вип. № 132. – С. 415–420.
9. *Food Science and Technology* [Text] / Edited by Geoffrey Campbell-Platt. – Singapore: John Wiley & Sons, Ltd., 2009. – 520 p.
10. Братишко, В. В. Моделирование геометрических параметров винтовых грануляторов кормов [Текст] / В. В. Братишко // Вестник Всероссийского научно-исследовательского института механизации животноводства. – 2014. – № 1(13). – С. 133–139.
11. Братишко, В. В. Аналіз тиску в каналі гвинта гранулятора кормів зі змінними геометричними параметрами [Текст] / В. В. Братишко // Механізація та електрифікація сільського господарства. – 2013. – Вип. 98. Т 2. – С. 74–84.
12. Братишко, В. В. Аналіз продуктивності гвинтового гранулятора кормів зі змінними геометричними параметрами гвинта за його довжиною [Текст] / В. В. Братишко // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник «Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин» – 2013. – Вип. 43, ч. II. – С. 43–49.
13. Братишко, В. Оптимізація конструкційних параметрів гвинта гранулятора кормів [Текст] / В. Братишко // Вісник Львівського національного аграрного університету. Агроінженерні дослідження. – 2014. – № 18. – С. 128–135.
14. Братишко, В. В. Витрати потужності на привод гвинта гранулятора кормів [Текст] / В. В. Братишко // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – 2015. – Вип. 212/2. – С. 53–58.
15. Братишко, В. В. Момент на валу гвинта гранулятора зі змінними геометричними параметрами гвинта [Текст] / В. В. Братишко // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. – 2013. – Вип. 3, Т. 1. – С. 20–25 [Електронний ресурс] / Режим доступу: <http://www.nbu.gov.ua/e-journals/nvtdau>.
16. Братишко, В. В. Узгодження конструкційних параметрів матриць гвинтових грануляторів кормів за тиском та пропускною здатністю [Текст] / В. В. Братишко // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету / Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – 2014. – Вип. 27. – С. 187–191.

References

1. Hadzalo, Ya. M., Bashchenko, M. I., Zhukorskyi, O. M. (2016). *Strategiia rozvytku tvarynnytstva Ukrainy do 2020 roku* [Livestock Development Strategy of Ukraine till 2020]. Kyiv, Ukraine: Ahrar. nauka, 104.
2. Zubets, M. V., Hukov, Ya. S., Hrytsyshyn, M. I. (2007). *Aktualni problemy tekhnichnoi polityky v ahrarnomu sektori Ukrainy* [Actual problems of technical policy in the agrarian sector of Ukraine]. Kyiv, Ukraine: DIA, 80.

3. *Babenko, O.* (2012). Balansuvannia hodivli koriv za sukhoiu rehovynoiu [Balancing feeding cows dry matter]. *Propozyciia*, 12 (210), 2–6.
4. *Melnikov, S. V., Farbman, G. Ja.* (1975). Proizvodstvo travjanoj muki v granulah [Production of herbal flour granules]. Leningrad, USSR: Lenizdat, 112.
5. *Sharshunov, V. A., Chervjakov, A. V., Bortnik, S. A., Ponomarenko, Ju. A.* (2005). Mashyny i oborudovanie dlja proizvodstva kombikormov [Machinery and equipment for the production of animal feed]. Minsk, Belarus: Jekoperspektiva, 487.
6. *Bruin, S., van Zuilichem, D.J., Stolp, W.* (1978). A review of fundamental and engineering aspects of extrusion of biopolymers in a single screw extruder. *J. Food Process Eng.*, 2, 1–37.
7. *Moscicki, Leszek* ed. (2011). *Extrusion-Cooking Techniques: Applications, Theory and Sustainability*. Weinheim: WILEY-VCH, 234.
8. *Bratishko, V. V.* (2013). Doslidzhennia heometrychnykh parametriv hvynta hranuliatora kormiv z osnovoju kanalu u vyhliadi chastyny kola [The study of geometrical parameters of pellet feed screw with the base of the channel in the form of a circle]. *Tekhnichni systemy i tekhnolohii tvarynnytstva*, 132, 415–420.
9. *Campbell-Platt, Geoffrey* ed. (2009). *Food Science and Technology*. Singapore: John Wiley & Sons, 520.
10. *Bratishko, V. V.* (2014). Modelirovanie geometricheskikh parametrov vintovykh granuljatorov kormov [Modelling of geometric parameters of pellet feed screw]. *Vestnik Vserossijskogo nauchno-issledovatel'skogo instituta mehanizacii zhivotnovodstva*, 1(13), 133–139.
11. *Bratishko, V. V.* (2013). Analiz tysku v kanali hvynta hranuliatora kormiv zi zminnymy heometrychnymy parametramy [Analysis of pressure in the feed pellet feed screw with variable geometric parameters]. *Mekhanizatsiia ta elektrifikatsiia silskoho hospodarstva*, 98 (2), 74–84.
12. *Bratishko, V. V.* (2013). Analiz produktyvnosti hvyntovoho hranuliatora kormiv zi zminnymy heometrychnymy parametramy hvynta za yoho dovzhynoiu [Analysis of productivity pellet feed screw with variable screw geometrics for its length]. *Konstruiuvannia, vyrobnytstvo ta ekspluatatsiia silskohospodarskykh mashyn*, 43 (II), 43–49.
13. *Bratishko, V.* (2014). Optyimizatsiia konstruktsiinykh parametriv hvynta hranuliatora kormiv [Optimization of structural parameters of pellet feed screw]. *Visnyk Lvivskoho natsionalnoho ahrarynnoho universytetu. Ahroinzhenerni doslidzhennia*, 18, 128–135.
14. *Bratishko, V. V.* (2015). Vytraty potuzhnosti na pryvod hvynta hranuliatora kormiv [Loss of power to drive the screw pellet feed]. *Naukovyi visnyk Natsionalnoho universytetu bioresursiv i pryrodokorystuvannia Ukrainy. Tekhnika ta enerhetyka APK*, 212/2, 53–58.
15. *Bratishko, V. V.* (2013). Moment na valu hvynta hranuliatora zi zminnymy heometrychnymy parametramy hvynta [The moment the pellet mill screw shaft with variable geometric parameters of the screw]. *Naukovyi visnyk Tavriiskoho derzhavnogo ahrotekhnolohichnoho universytetu*, 3 (1), 20–25. Available at: <http://www.nbu.gov.ua/e-journals/nvtdau>
16. *Bratishko, V. V.* (2014). Uzghodzhennia konstruktsiinykh parametriv matryts hvyntovykh hranuliatoriv kormiv za tyskom ta propusknoiu zdattistiu [Reconciliation of structural parameters of matrix pellet feed screw for pressure and throughput]. *Tekhnika v silskohospodarskomu vyrobnytstvi, haluzeve mashynobuduvannia, avtomatyzatsiia*, 27, 187–191.

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВИНТОВОГО ГРАНУЛЯТОРА КОРМОВ

В. В. Адамчук, В. В. Братишко

Аннотация. Целью статьи являются повышение эффективности кормопроизводства путем теоретического и экспериментального обоснования научно-технических основ проектирования винтовых грануляторов кормов с винтами, параметры которых изменяются по их длине. Теоретические исследования осуществлялись путем анализа взаимодействия рабочих органов гранулятора с технологическим материалом с применением методов теоретической механики и механики сплошной среды, дифференциальных и интегральных вычислений, математического моделирования. Экспериментальные исследования выполнялись в лабораторных и производственных условиях на основе планирования многофакторных экспериментов. Аналитические расчеты и анализ экспериментальных данных осуществлялись с использованием соответствующего программного обеспечения. В статье рассмотрено движение элементарного объема кормового сырья в развертке канала винта гранулятора кормов. Предложено условие приведения винтов с каналами распространенных форм к идеализированной модели винта с каналом прямоугольной формы. Установлено влияние конструкционно-режимных параметров гранулятора и физико-механических свойств кормового сырья на основные показатели его работы. В результате теоретических и экспериментальных исследований были созданы научно-технические основы проектирования винтовых грануляторов кормов с винтами, параметры которых изменяются по их длине. В общем виде были получены выражения давления в канале винта гранулятора, производительности, затрат мощности и крутящего момента на привод винта гранулятора. Экспериментальные исследования подтвердили адекватность полученных выражений. Найдено выражение оптимальной интенсивности изменения геометрических параметров винта.

Ключевые слова: *гранулятор, производительность, энергоемкость, оптимизация, кормосмеси*

RATIONALE FOR THE SCREW PELLET MILL PARAMETERS

V. V. Adamchuk, V. V. Bratishko

Abstract. The purpose of the article is to increase the efficiency of feed production by theoretical and experimental study of scientific and technical bases of the design of screw pellet feed with screws, the parameters of which vary along their length. Methods. Theoretical

studies were based on an analysis of the interaction of working bodies of means of technological materials using methods of theoretical mechanics and continuum mechanics, integral and differential calculations, mathematical modeling. Experimental studies conducted in laboratory and production environments and provide for planning multifactor experiments. Theoretical calculations and experimental data analysis was conducted using the application software. Results. Considered traffic volume element feed materials in pellet screw channel scan feed. A condition for adjustment screws channels to common forms idealized model screw channel rectangular shape. The influence of structurally-granulator operational parameters and physical and mechanical properties of the feed materials on the basic parameters of its work. Conclusions. As a result of theoretical and experimental studies were scientific-technical design principles pellet feed screw screws, parameters which vary in their length. In general, the received expressions pressure in the feed screw presses, productivity, cost of power and torque to the drive screw granulator. Experimental studies have confirmed the adequacy expressions. Found optimal expression intensity changes of geometrical parameters of screw.

Keywords: *pellet mill, performance, power consumption, optimization, forage mixture*

УДК 631.312.4.072.3

ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ РУХУ ОРНОГО АГРЕГАТУ У ГОРИЗОНТАЛЬНІЙ ПЛОЩИНІ

О. Д. Кістечок, аспірант*

**В. Т. Надикто, доктор технічних наук, член-кореспондент НААН
Таврійський державний агротехнологічний університет
e-mail: imesh@zp.ukrtel.net**

Анотація. Викладено результати аналізу стійкості руху орного агрегату у горизонтальній площині за умови використання фронтального плуга, навішеного на трактор серії ХТЗ-160. Для оцінювання траєкторних показників його руху вказаний енергетичний засіб був обладнаний датчиками повороту керованих коліс і гіропівкомпасом.

Дослідженнями встановлено, що орний МТА за схемою «2+4» (тобто 2 корпуси плуга спереду і 4 – ззаду) має задовільні

*Науковий керівник – доктор технічних наук В. Т. Надикто

© О. Д. Кістечок, В. Т. Надикто, 2016

studies were based on an analysis of the interaction of working bodies of means of technological materials using methods of theoretical mechanics and continuum mechanics, integral and differential calculations, mathematical modeling. Experimental studies conducted in laboratory and production environments and provide for planning multifactor experiments. Theoretical calculations and experimental data analysis was conducted using the application software. Results. Considered traffic volume element feed materials in pellet screw channel scan feed. A condition for adjustment screws channels to common forms idealized model screw channel rectangular shape. The influence of structurally-granulator operational parameters and physical and mechanical properties of the feed materials on the basic parameters of its work. Conclusions. As a result of theoretical and experimental studies were scientific-technical design principles pellet feed screw screws, parameters which vary in their length. In general, the received expressions pressure in the feed screw presses, productivity, cost of power and torque to the drive screw granulator. Experimental studies have confirmed the adequacy expressions. Found optimal expression intensity changes of geometrical parameters of screw.

Keywords: *pellet mill, performance, power consumption, optimization, forage mixture*

УДК 631.312.4.072.3

ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ РУХУ ОРНОГО АГРЕГАТУ У ГОРИЗОНТАЛЬНІЙ ПЛОЩИНІ

О. Д. Кістечок, аспірант*

**В. Т. Надикто, доктор технічних наук, член-кореспондент НААН
Таврійський державний агротехнологічний університет
e-mail: imesh@zp.ukrtel.net**

Анотація. Викладено результати аналізу стійкості руху орного агрегату у горизонтальній площині за умови використання фронтального плуга, навішеного на трактор серії ХТЗ-160. Для оцінювання траєкторних показників його руху вказаний енергетичний засіб був обладнаний датчиками повороту керованих коліс і гіропівкомпасом.

Дослідженнями встановлено, що орний МТА за схемою «2+4» (тобто 2 корпуси плуга спереду і 4 – ззаду) має задовільні

*Науковий керівник – доктор технічних наук В. Т. Надикто

© О. Д. Кістечок, В. Т. Надикто, 2016

траєкторні показники. Основний спектр дисперсій коливань траєкторії борозни, величина якої складає $69,16 \text{ см}^2$, зосереджений в діапазоні частот $0...0,50 \text{ м}^{-1}$. За швидкості руху агрегату 2 м/с – це $0...1,0 \text{ с}^{-1}$ або лише $0...0,16 \text{ Гц}$. Довжина кореляційного зв'язку коливань траєкторії борозни орного МТА становить при цьому не менше 11 м . Між вхідним впливом – кутом повороту керованих коліс трактора, і вихідним параметром – курсовим кутом енергетичного засобу існує позитивний кореляційний зв'язок. Максимальна значина нормованої взаємної кореляційної функції є досить високою і сягає позначки $0,88$. Запізнення реакції трактора на керуючих вплив (кут повороту його керованих коліс) не перевищує при цьому $0,8 \text{ с}$.

Ключові слова: *оранка, фронтальний плуг, трактор, передній навісний механізм, заглиблення, стійкість руху*

Постановка проблеми. Не дивлячись на те, що трактор ХТЗ-160 під час роботи з плугами рухається колесами правого борту у борозні, питання стійкості орного МТА на основі цього енергетичного засобу є, певною мірою, актуальним [1–4].

Аналіз останніх досліджень. В першу чергу характер стійкості руху відбивається на траєкторії останньої борозни, яка використовується як напрямна для подальшого проходу орного агрегату. Чим кращими є її траєкторні показники, тим вищу стійкість руху у горизонтальній площині має орний агрегат і навпаки.

Мета досліджень. Метою є виклад результатів оцінювання траєкторних показників орного агрегату за схемою «2+4» у складі орно-просапного трактора серії ХТЗ-160, задньонавісного чотирикорпусного плуга ПЛН-4-35 та фронтального навісного двокорпусного орного знаряддя під умовною маркою ПЛН-2-35.

Результати досліджень. У польових умовах під час роботи даного орного агрегату з допомогою аналогово-цифрового перетворювача на ЕОМ реєстрували: кут повороту керованих коліс енергетичного засобу (α), його курсовий кут (φ) і швидкість руху орного МТА.

Коливання траєкторії борозни у горизонтальній площині вимірювали за загальновідомою методикою [1].

Для реєстрування кута α використовували реохорд СП-3А, який закріплювали на шворні правого керованого колеса ХТЗ-160. Курсовий кут реєстрували з допомогою гіропівкомпасу ГПК-52, а швидкість руху орного агрегату – з допомогою шляховимірювального колеса. Для реєстрованих параметрів розраховували наступні статистичні характеристики: середню значину, дисперсію, нормовані кореляційну функцію та спектральну щільності, взаємну кореляційну функцію.

Дослідженнями встановлено, що орний МТА за схемою «2+4» має задовільні траєкторні показники. Підставою для такого висновку є характер коливання траєкторії борозни, прокладеної цим машинно-тракторним агрегатом. Реально вони є досить низькочастотними (рис. 1). Основний спектр дисперсій, величина якої складає $69,16 \text{ см}^2$, зосереджений в діапазоні частот $0 \dots 0,50 \text{ м}^{-1}$. За швидкості руху агрегату 2 м/с – це $0 \dots 1,0 \text{ с}^{-1}$ або лише $0 \dots 0,16 \text{ Гц}$. Довжина кореляційного зв'язку коливань траєкторії борозни орного МТА становить при цьому не менше 11 м .

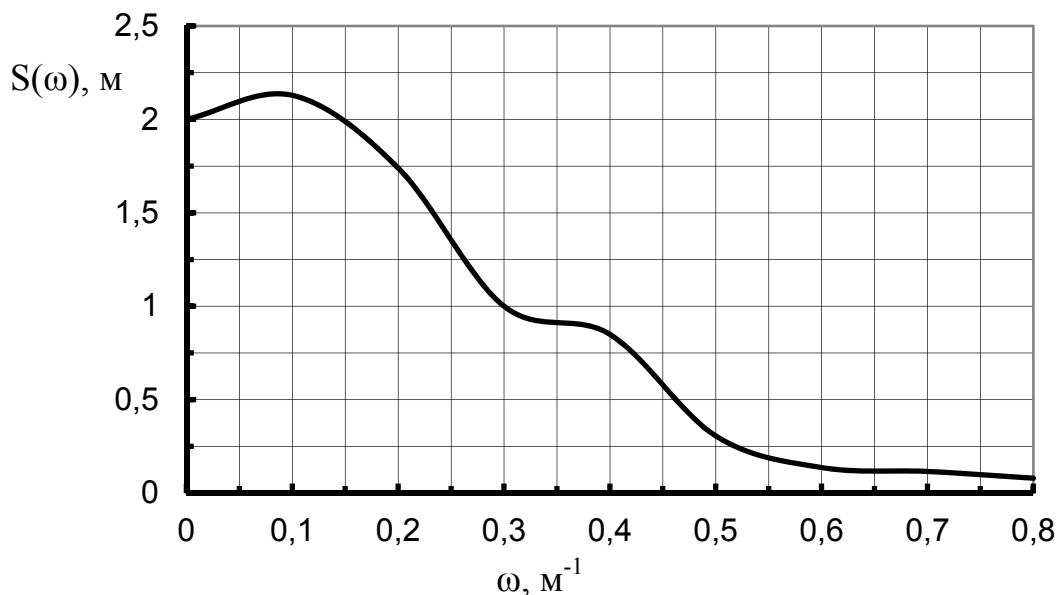


Рис. 1. Нормована спектральна щільність коливань траєкторії борозни, прокладеної агрегатом за схемою «push-pull» («2+4»).

Такий результат є задовільним, оскільки частота зрізу спектральної щільності коливань траєкторії борозни ($\omega=0,50 \text{ м}^{-1}$) лише вдвічі більша за ту частоту, яка репрезентує прийнятну непрямолінійність просапних культур [5].

Так як трактор ХТЗ-160 з агрегованими плугами рухається рушіями правого борту в борозні, то статистичні характеристики кута повороту його керованих коліс (параметр α) не мають суттєвих відмінностей від аналогічних характеристик, які репрезентують коливання траєкторії борозни.

Інша справа стосовно курсового кута трактора (параметр φ). За рахунок наявності кутів уводу шин коліс енергетичного засобу енергія (тобто дисперсія) і внутрішня структура коливань його курсового кута дещо інші. У числовому вираженні дисперсія коливань параметра φ становила $2,96 \text{ град.}^2$, а параметра α – $2,10 \text{ град.}^2$. При діленні більшої дисперсії на меншу отримуємо дійсну значину F-критерію Фішера: $2,96/2,10 = 1,41$.

До статистичного обробітку приймали по 250 ординат параметрів α і φ . Для таких масивів вихідних даних таблична значина F-критерію Фішера на статистичному рівні значущості 0,05 дорівнює 1,39 [6]. Оскільки дійсна значина F-критерію Фішера (1,41) більша за табличну (1,39), то нуль-гіпотеза про рівність оцінюваних дисперсій не відхиляється. З ймовірністю 95% можна стверджувати, що дисперсія коливань курсового кута трактора не випадково більша за аналогічний показник для кута повороту його керованих коліс.

Можливо із-за цього спектр коливань параметра φ у порівнянні з кутом α ширший. Так, якщо частота зрізу для спектральної щільності коливань кута повороту керованих коліс трактора становить $0,3 \text{ с}^{-1}$, то для курсового кута вона дорівнює приблизно $0,42 \text{ с}^{-1}$ (рис. 2).

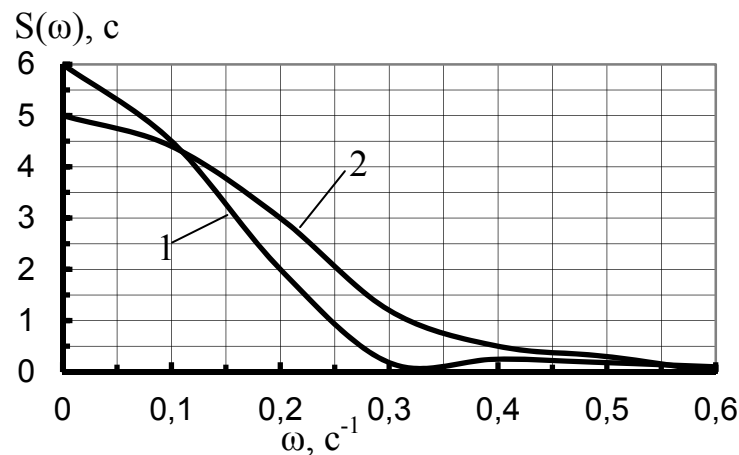


Рис. 2. Нормовані спектральні щільності коливань кута повороту керованих коліс трактора ХТЗ-160 (1) та його курсового кута (2).

Не дивлячись на різницю в характері коливань параметрів α і φ , між ними існує тісний кореляційний зв'язок. Однозначно репрезентує його нормована взаємна кореляційна функція. Аналіз її протікання показує (рис. 3), що між вхідним впливом – кутом повороту керованих коліс трактора, і вихідним параметром – курсовим кутом енергетичного засобу існує позитивний кореляційний зв'язок. Максимальна значина нормованої взаємної кореляційної функції є досить високою і сягає позначки 0,88. Зміщення максимальної значини взаємної кореляційної функції вправо вказує на те, що курсовий кут трактора є функцією повороту його керованих коліс, а не навпаки. Якби вказаний максимум знаходився в другому квадранті, то величину α слід було б розглядати як реакцію механізатора-водія на таке збурення, як небажаний поворот корпусу енергетичного засобу в ту чи іншу сторону.

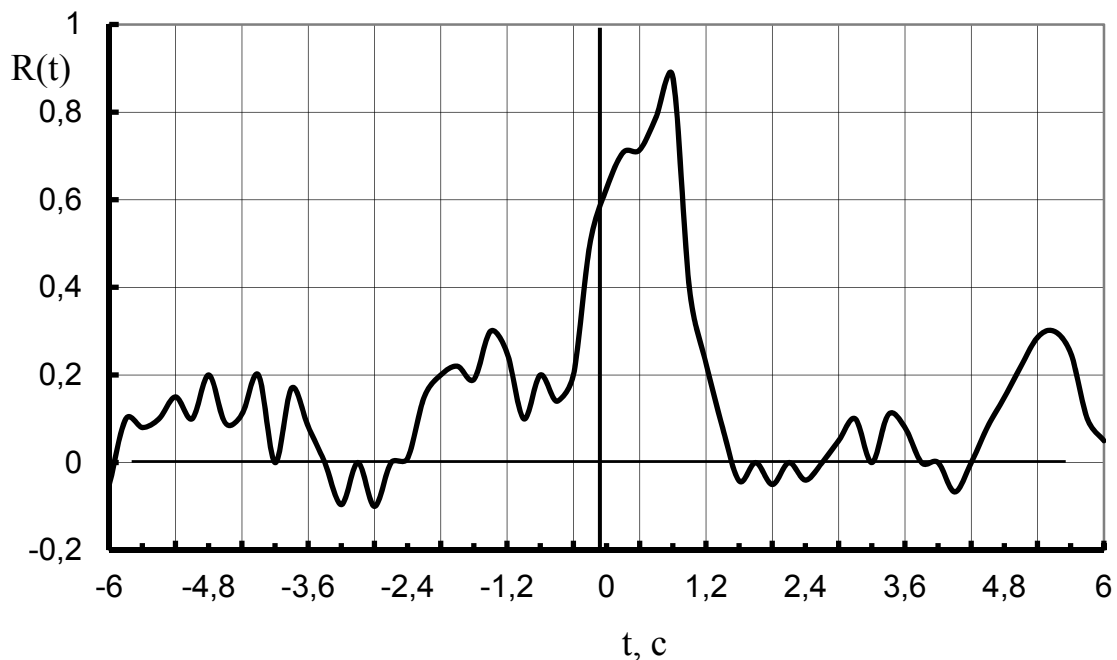


Рис. 3. Взаємна кореляційна функція коливань курсового кута трактора ХТЗ-160 по куту повороту його керованих коліс.

Зсув максимальної значини взаємної кореляційної функції вправо від вертикальної осі на 0,8 с вказує, що саме на такий час відбувається запізнення зміни курсового кута трактора на керуючий вплив – кут повороту його керованих коліс.

Слід підкреслити, що закордонні варіанти орного МТА за схемою «push-pull» передбачають рух опорного колеса фронтального знаряддя у борозні. Цим самим начебто забезпечується задовільна керованість і стійкість руху такого агрегату. У запропонованому нами варіанті орного машинно-тракторного агрегату опорне колесо фронтального плуга переміщається поза борозною. На полі воно рухається по необроблений його частині. А виходячи з аналізу вище приведеної взаємної кореляційної функції, можна сказати, що до погіршення керованості руху дослідного МТА таке рішення не призводить.

Висновки

1. Основний спектр дисперсій коливань борозни після проходження нового орного МТА зосереджений в досить вузькому діапазоні частот $0 \dots 0,50 \text{ м}^{-1}$. За швидкості руху агрегату 2 м/с – це $0 \dots 1,0 \text{ с}^{-1}$ або лише $0 \dots 0,16 \text{ Гц}$. Довжина кореляційного зв'язку коливань траєкторії борозни орного МТА становить при цьому не менше 11 м. Такий результат є задовільним, оскільки частота зрізу спектральної щільності коливань траєкторії борозни ($\omega = 0,50 \text{ м}^{-1}$) лише вдвічі більша за ту частоту, яка репрезентує прийнятну непрямолінійність просапних культур.

2. Задовільна стійкість руху досліджуваного орного агрегату обумовлена високим позитивним кореляційним зв'язком між вхідним впливом – кутом повороту керованих коліс трактора, і вихідним параметром – курсовим кутом енергетичного засобу.

Список літератури

1. *Нові мобільні енергетичні засоби України. Теоретичні основи використання в землеробстві : навч. посібник / В. Т. Надикто, М. Л. Крижачківський, В. М. Кюрчев, С. Л. Абдула. – Мелітополь: ТОВ «Видавничий будинок «ММД», 2005. – 337 с.*
2. *Булгаков В. М. Агрегаткування плугів / В. М. Булгаков, В. І. Кравчук, В. Т. Надикто. – К.: Аграрна наука. – 2008. – 152 с.*
3. *Кюрчев В. М. Орний агрегат на основі трактора серії ХТЗ-160 / В. М. Кюрчев В.М., В. Т. Надикто // Техніка і технології АПК. – 2010. – № 4. – С. 5–7.*
4. *Касымов А. Ш. Установившееся прямолинейное движение пахотного агрегата с задней и передней навеской / А. Ш. Касымов, В. В. Золотарев // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1988. – № 1. – С. 5–7.*
5. *Надыкто В. Т. Частотно-дисперсионный показатель непрямолинейности рядков пропашных культур / В. Т. Надыкто, О. П. Назарова, Т. С. Чорная. – Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2009. – №8. – С. 8–11.*
6. *Доспехов Б. А. Методика полевого опыта (с основами статистической обработки результатов исследований) / Б. А. Доспехов. – М.: Агропромиздпт, 1985. – 351 с.*

References

1. *Nadykto, V. T., Kryzhachkivs'kyi, M. L., Kyurchev, V. M. (2005). AbdulaNovi mobil'ni enerhetychni zasoby Ukrayiny. Teoretychni osnovy vykorystannya v zemlerobstvi [A new mobile means of energy of Ukraine. The theoretical framework use in agriculture]. navch. posibnyk. Melitopol': TOV «Vydavnychy budynok «MMD», 337.*
2. *Bulhakov, V. M., Kravchuk, V. I., Nadykto, V. T. (2008). Ahrehatuvannya pluhiv [Aggregation of plows]. K.: Ahrarna nauka, 152.*
3. *Kyurchev, V. M., Nadykto, V. T. (2010). Ornyy ahrehat na osnovi traktora seriyi KhTZ-160 [Arable unit on the basis of a series tractor HTZ-160]. Equipment and technologies for agriculture, 4, 5–7.*
4. *Kasimov, A. Sh., Zolotarev, V. V. (1988). Ustanovyvsheesya pryamolyneynoe dvyzhenye pakhotnoho ahrehata s zadney y peredney naveskoy [Established rectilinear movement of the arable unit with rear and front hitch]. Tractors and agricultural machines, 1, 5–7.*
5. *Nadikto, V. T., Nazarova, O. P., Chornaya, T. S. (2009). Chastotno-dyspersyonnyy pokazatel' nepryamolyneynosti ryadkov propashnikh kul'tur [Frequency-dispersion measure of misalignment of rows of row crops]. Tractors and agricultural machines, 8, 8–11.*
6. *Dospekhov, B. A. (1985). Metodyka polevoho opita (s osnovamy statystycheskoy obrabotky rezul'tatov yssledovanyy) [Methodology of field experiment (with bases of statistical processing of research results)]. M.: Ahropromyzdpt, 351.*

ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ ПАХОТНОГО АГРЕГАТА В ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ПЛОСКОСТИ

А. Д. Кистечок, В. Т. Надыкто

Аннотация. *Изложены результаты анализа устойчивости движения пахотного агрегата в горизонтальной плоскости при*

использовании фронтального плуга, навешенного на трактор серии ХТЗ-160. Для оценивания траекторных показателей его движения данное энергетическое средство было оборудовано датчиками поворота управляемых колес и курсового угла. Исследованиями установлено, что пахотный агрегат по схеме «2+4» (т. е. 2 корпуса плуга спереди, а 4 – сзади) имеет удовлетворительные траекторные показатели. Основной спектр дисперсий колебаний борозды, величина которой равна $69,16 \text{ см}^2$, сосредоточен в диапазоне частот $0...0,50 \text{ м}^{-1}$. При скорости движения 2 м/с – это $0...1,0 \text{ с}^{-1}$ или всего $0...0,16 \text{ Гц}$. Длина корреляционной связи колебаний траектории борозды пахотного агрегата составляет при этом не менее 11 м. Между входным воздействием – углом поворота управляемых колес трактора, и выходным параметром – курсовым углом энергетического средства существует положительная корреляционная связь. Максимальное значение нормированной взаимной корреляционной функции является достаточно высоким и достигает значения 0,88. Запаздывание реакции трактора на управляющее воздействие (угол поворота его управляемых колес) не превышает при этом 0,8 с.

Ключевые слова: вспашка, фронтальный плуг, трактор, передний навесной механизм, углубление, устойчивость движения

RESEARCH STABILITY MOTION OF PLOWING UNIT IN HORIZONTAL PLANE

O. D. Kistechok, V. T. Nadykto

Abstract. The results of analysis of stability of motion of the arable unit in a horizontal area when using the front of the plow, hung on a series tractor KHTZ-160. For estimation of trajectory parameters of the movement of this energy facility was equipped with sensors of rotation of the driven wheels and the yaw rate. Research has shown that the arable unit according to the scheme "2 of 4" (ie 2 lengths of a plow in the front, 4 – rear) has a satisfactory trajectory performance. The main range of the dispersions of the fluctuations of the furrow, the value of which is $69,16 \text{ cm}^2$, focused in the frequency range $0...0.50 \text{ m}^{-1}$. At a speed of 2 m/s is $0...1.0 \text{ s}^{-1}$, or just $0...0,16 \text{ Hz}$. Length of correlation of the fluctuations of the trajectory of the furrow arable unit is at least 11 m. Between the input impact – angle of the steered wheels of the tractor, and output parameter – the angle of directional energy means there is a positive correlation. The maximum value of the normalized mutual correlation function is sufficiently high and reaches a value of 0.88. The delay of response of the machine for control (the rotation angle of its steered wheels) does not exceed in this case 0.8 sec.

Keywords: plowing, front plow, tractor, front-mounted mechanism, deepening, stability of motion

ТЕРМОДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЕЛЕМЕНТІВ НАСІННЯ РИЦИНИ

***В. В. Дідур, А. Б. Чебанов, кандидати технічних наук
А. А. Асеев, А. В. Шарій, інженери
Таврійський державний агротехнологічний університет
e-mail: didur-vladimir@yandex.ru***

Анотація. *Визначені експериментальні одиниці потенціалів масоперенесення і питомої ізотермічної масоємкості лушпиння, ядра та рушанки насіння рицини. Для цього, застосований метод, заснований на визначенні вологовмісту безпосередньо контактуючих еталонного тіла та тіла, що досліджується, які знаходяться в стані термодинамічної рівноваги. На підставі експериментальних даних, отримано рівняння регресії, що є необхідним для чисельних досліджень математичних моделей процесів вологотеплової обробки м'ятки рицини.*

У м'ятці після подрібнення насіння або ядер рицини за рахунок сильно розвиненої поверхні олія, навіть та, що витекла з клітин, міцно утримується величезними силами міжмолекулярної взаємодії, величина яких набагато перевищує тиск, що розвивається сучасними пресами, які застосовуються для її віджимання. Для зменшення сил, що зв'язують олію з поверхнею частинок м'ятки, і полегшення процесу вилучення олії, застосовується вологотеплова обробка м'ятки (поєднання певних значень вологості, температури і тривалості процесу). При цьому, дія води є головним фактором, від якого залежить повнота подальшого відділення олії.

На основі експериментального методу визначення потенціалу масопереносу і ізотермічної масоємкості отримано основні залежності термодинамічних характеристик ядра, рушанки, лушпиння та 10%-вого вмісту лушпиння в ядрі рицини; визначені 12 рівнянь регресії, що може слугувати в якості довідкової інформації для вивчення процесів волого-теплової обробки рицинової сировини при виділенні касторової олії.

Ключові слова: *насіння рицини, ядро, лушпиння, рушанка, термодинамічна рівновага, контейнер, рівняння регресії*

Постановка проблеми. *У м'ятці після подрібнення насіння або ядер рицини за рахунок сильно розвиненої поверхні олія, навіть та, що витекла з клітин, міцно утримується величезними силами*

міжмолекулярної взаємодії, величина яких набагато перевищує тиск, що розвивається сучасними пресами, які застосовуються для її віджимання. Для зменшення сил, що зв'язують олію з поверхнею частинок м'ятки, і полегшення процесу вилучення олії, застосовується вологотеплова обробка м'ятки (поєднання певних значень вологості, температури і тривалості процесу). При цьому, дія води є головним фактором, від якого залежить повнота подальшого відділення олії [1]. Також, наприклад, за даними [2] встановленим фактором є те, що подрібнене ядро рицини повинно зволожуватися в першому чані жаровні до 8–10%, в наступних чанах підсушуватися до 5,5–6,5% (хоча ці дані мають суперечливий характер [3]). За такої вологості заповнюються водою гелеві області (в молекулярній структурі м'ятки – вільні від олії порожнини), внаслідок чого відбувається їх набухання і видавлювання олії. Але, швидкість поглинання води частинками м'ятки під час зволоження залежить від масообмінних властивостей матеріалу, кількісною мірою яких є відповідні масовологообмінні характеристики. Знання цих характеристик необхідно для наукового обґрунтування вибору оптимальних режимів процесів, інженерного розрахунку процесів і апаратів, що є актуальним завданням.

Аналіз останніх досліджень. А. В. Ликовим [4] по аналогії з дослідженнями теплообміну системи тіл в термодинаміці, було запропоновано методику дослідження процесу переносу маси речовини (масообмін) в капілярно-пористих тілах, де основними термодинамічними параметрами були вологовміст тіла та потенціал масопереносу. Одним з таких прикладів авторами приведено розподілення вологовмісту двох контактуючих тіл з торфом і папером (рис. 1).

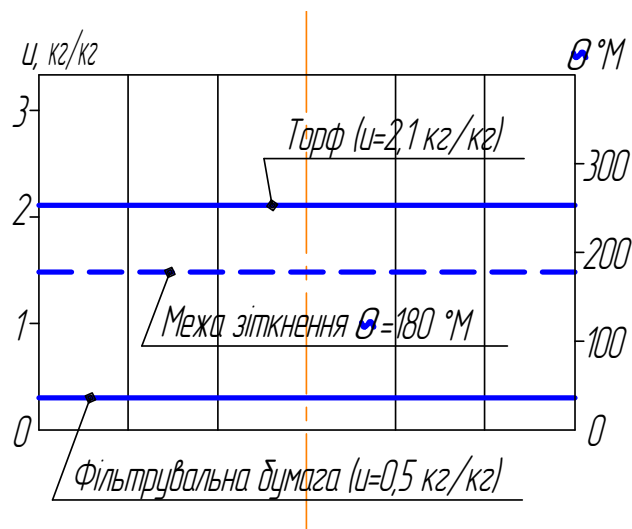


Рис. 1. Розподілення потенціалів переносу води в системі двох тіл, які стикаються [4].

Так, розподілення вологовмісту в торфі та папері рівномірне, в паперовій пластині воно дорівнює 0,5, а в торфі – 2,1 кг/кг. На межі їх зіткнення має місце стрибок вологовмісту, потенціал переносу речовини для обох тіл однаковий і рівний 180 масообмінним градусам. Згідно такої методики можна отримати наступні масообмінні характеристики: залежності вологовмісту матеріалу, що досліджується від потенціалу переносу $u = f(\theta)$, потенціалу переносу від вологовмісту матеріалу, що досліджується $\theta = f(u)$ та питомої ізотермічної масоємкості від вологовмісту матеріалу, що досліджується $c_m = f(u)$.

Мета досліджень – підготовка вихідних даних для розробки математичних моделей вологотеплової обробки м'ятки перед вилученням олії з насіння рицини.

Результати досліджень. Як було зазначено, основними термодинамічними параметрами (які необхідно визначити) є вологовміст тіла та потенціал масопереносу.

Потенціал масопереносу тіла визначається по вологовмісту еталонного тіла. В якості еталонного тіла, як правило, вибирається целюлоза у формі листів фільтрованого паперу. Це обумовлено наступними обставинами: целюлоза містить вологу всіх видів зв'язку (адсорбційну, капілярну і осмотичну); змінення рівноважного вологовмісту з підвищенням температури при різних значеннях вологості відбувається приблизно однаково [4].

Отже,

$$\theta = \frac{u_s}{(c_{mэ})_T}, \quad (1)$$

де: θ – потенціал масопереносу, °М; u_s – вологовміст еталонного тіла, кг/кг; $(c_{mэ})_T$ – питома ізотермічна масоємкість еталонного тіла.

Питома ізотермічна масоємкість еталонного тіла за [4] приймається рівною 1/100 максимального сорбційного вологовмісту еталонного тіла:

$$(c_{mэ})_T = \frac{1}{100} \cdot u_{cm}, \quad (2)$$

де: u_{cm} – максимальний сорбційний вологовміст еталонного тіла, кг/кг.

Тобто, питомому вологовмісту еталонного тіла відповідає потенціал в 100 масообмінних градусів. Це обумовлено наступними обставинами: максимальний сорбційний вологовміст при визначеній температурі є константою; при застосуванні різних еталонних тіл в точці максимальної гігроскопічності (вологість повітря дорівнює 100 відсоткам), отримуємо один і той же потенціал, рівний 100 °М.

Таким чином, при дослідженнях, потенціал переносу будемо визначати як:

$$\theta = \frac{u_s}{(u_{cm})_T} \cdot 100. \quad (3)$$

Для фільтрованого паперу, при температурі 25 °С, $u_{cm} = 0,277$ кг/кг [4]. Для побудови масообмінних характеристик, необхідно знати і вологовміст тіла, що досліджується. Для цього, визначають такі параметри:

- маса води у матеріалі, що досліджується:

$$g_{вол} = g - g_{с.реч}, \quad (4)$$

де: g – загальна вага вологого матеріалу, кг; $g_{с.реч}$ – маса сухої речовини;

- вологість матеріалу по відношенню до загальної маси (у %):

$$w = \frac{g_{вол}}{g_{с.реч}}, \quad (5)$$

- маса води, що потрібна для зволоження матеріалу з вологості w_1 до вологості w_2 :

$$\Delta g_{вл} = g_1 \frac{w_2 - w_1}{100 - w_1},$$

- якщо вологість матеріалу по відношенню до маси сухої речовини виразити в кг/кг сухої речовини, то отримаємо вологовміст матеріалу, що досліджується:

$$u = \frac{g_{вол}}{g_{с.реч}}. \quad (6)$$

Таким чином, щоб побудувати залежності $u = f(\theta)$ та $\theta = f(u)$ необхідно визначити питомі вологовмісти системи двох тіл (що досліджується та еталонного), які приведені в безпосереднє зіткнення один з одним і знаходяться в стані термодинамічної рівноваги. При цьому, важливо, щоб безпосередній контакт забезпечував вільний масообмін між тілами. Якщо вологовміст тіла більше максимального сорбційного вологовмісту ($u > u_{cm}$), то масообмін відбувається при безпосередньому зіткненні капілярно-пористих тіл. При вологовмісту, меншому за максимально-сорбційний ($u < u_{cm}$), необхідною умовою термодинамічної рівноваги є не тільки постійність температур, але і постійність вологості навколишнього повітря ($T = const, \varphi = const$). У цьому випадку має місце вологообмін шляхом сорбції і десорбції для пароподібної суміші, а також безпосередній масообмін рідини через поверхні тіл, які стикаються. Термодинамічним параметром масообміну, який зв'язує вологовміст тіла, що досліджується з потенціалом масопереносу є питома ізотермічна масоємкість c_m . Для побудови характеристики $c_m = f(u)$, питома ізотермічна масоємкість буде визначатися за формулою:

$$c_m = \left(\frac{\partial u}{\partial \theta} \right)_T. \quad (7)$$

Відповідно, з цієї формули та із застосуванням законів інтегрального числення, питома масоємкість буде чисельно дорівнюватися тангенсу кута нахилу дотичної до кривої $u = f(\theta)$.

Для проведення досліджень використовувалися спеціальні контейнери (рис. 2). Контейнер складається з полого металевого циліндру з нарізаною з двох сторін внутрішньою різьбою для ущільнюючих болтів.



Рис. 2. Контейнер для визначення потенціалу масопереносу.

Експериментальний метод побудови масовогообмінних характеристик зводиться до наступного: попередньо зважували з точністю до третього знаку після коми еталонне тіло (листи фільтрованого паперу) в такій кількості, щоб достатньо було заповнити половину металевого циліндру. Протягом всіх дослідів маса еталонного матеріалу не змінювалась. Також, зважували з точністю до третього знаку після коми навіску м'ятки насіння рицини визначеного складу (подрібнене ядро, лушпиння, рушанка). В процесі досліджень змінювали її вологість від 6 % до 14 %. Зволоження матеріалу здійснювалося розпилюванням води. Таким чином, контролювалася маса навіски матеріалу до та після зволоження. Після цього дві навіски (еталонне тіло та матеріал, що досліджується), поміщали в металевий циліндр та спресовували з двох сторін гвинтами. Різьбові з'єднання металевого циліндру ущільнювали сантехнічною стрічкою. Контейнери з матеріалами, що досліджуються поміщали в термостат при температурі 25°C і проводили їх відлежування. Після, металеві циліндри відкривали і визначали маси та вологості зразку, що досліджується і еталонного тіла. Вологості зразків визначали шляхом висушування їх до абсолютно сухої маси за методикою, наведеною в [5].

В перших дослідах визначали необхідний час відлежування зразків в контейнерах. Перевірялися варіанти витримування зразків в контейнері 24, 48, 72 та 96 годин. В результаті було встановлено, що з достатнім ступенем точності можна вважати настання термодинамічної рівноваги матеріалів, що досліджуються (при термодинамічній рівновазі потенціали переносу вологи рівні) не більше 96 годин. В подальших дослідах відлежування проводили на протязі 96 годин. Всі досліди проводили в трикратній повторності.

Виконуючи досліді при різних початкових вологовмістах ядра, лушпиння, рушанки рицини та при 10%-му вмісті лушпиння в ядрі рицини, отримано залежності (рис. 3 та рис. 4) між вологовмістом матеріалу, що досліджується і потенціалом масопереносу $u=f(\theta)$, $\theta=f(u)$ при постійній температурі $T=const$.

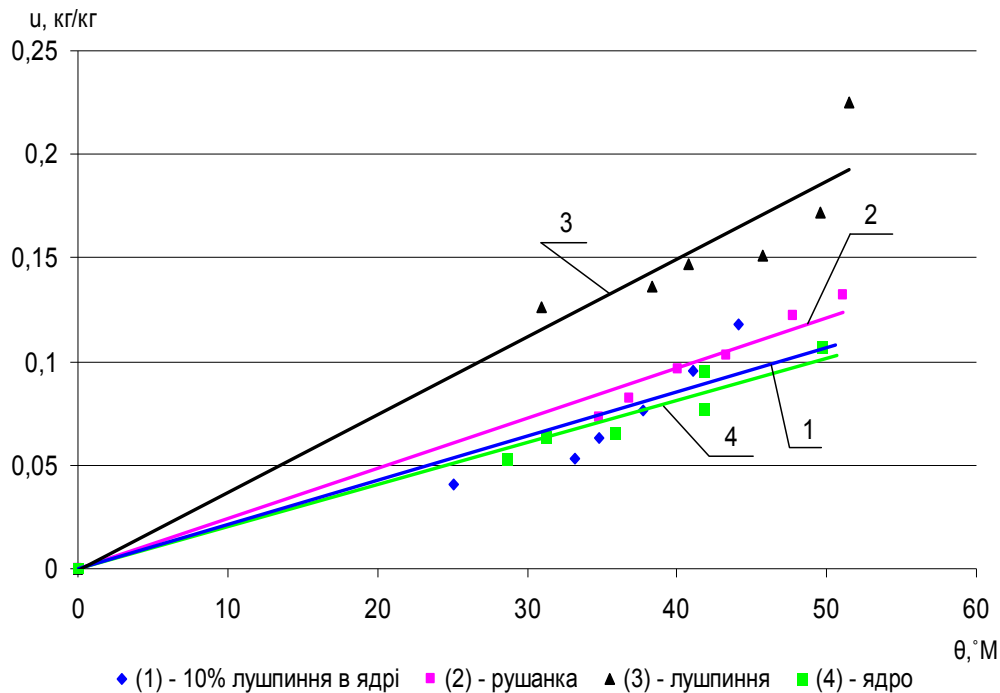


Рис. 3. Залежності вологовмісту елементів насіння рицини від потенціалу масопереносу.

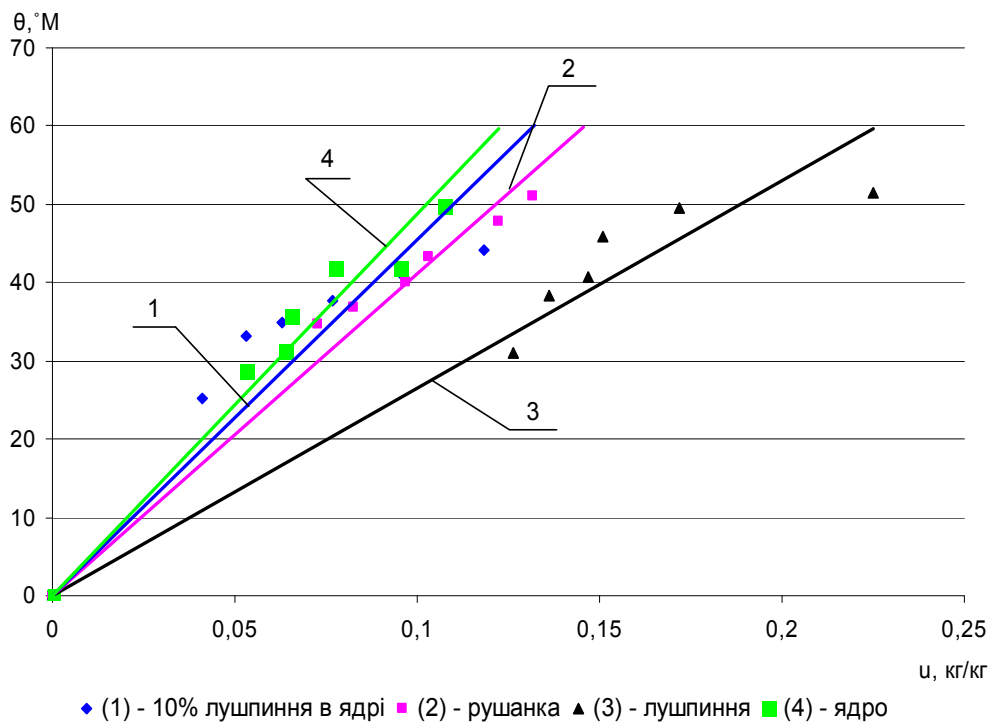


Рис. 4. Залежності потенціалу масо переносу від вологовмісту елементів насіння рицини.

Визначаємо рівняння регресії:

- для ядра

$$u_{\text{я}} = 0,002 \cdot \theta_{\text{я}}, \quad (8)$$

$$\theta_{\text{я}} = 486,36 \cdot u_{\text{я}}, \quad (9)$$

- для рушанки

$$u_{\text{р}} = 0,0024 \cdot \theta_{\text{р}}, \quad (10)$$

$$\theta_{\text{р}} = 411,19 \cdot u_{\text{р}}, \quad (11)$$

- для лушпиння

$$u_{\text{л}} = 0,0038 \cdot \theta_{\text{л}}, \quad (12)$$

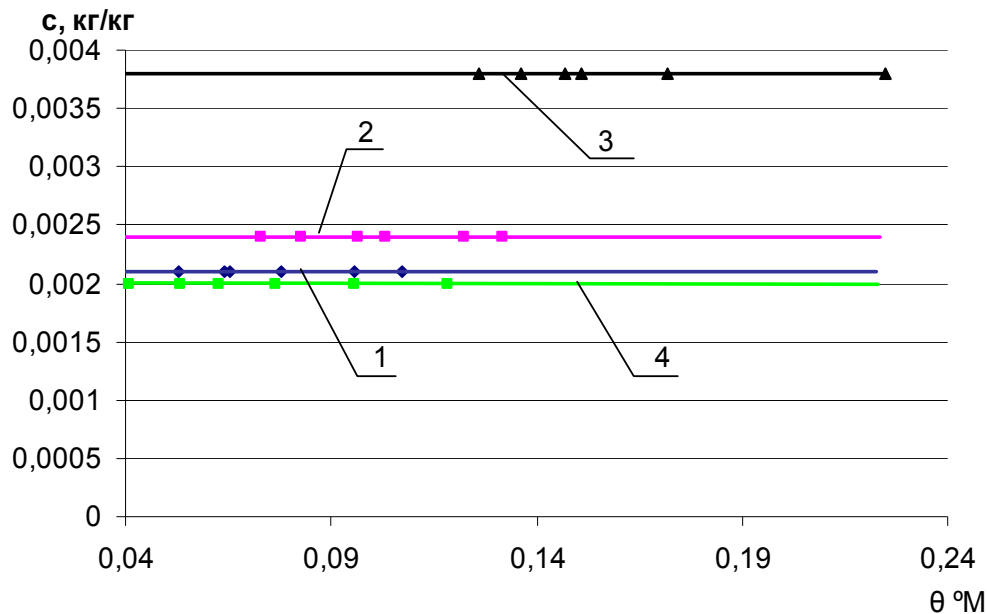
$$\theta_{\text{л}} = 265 \cdot u_{\text{л}}, \quad (13)$$

- для 10 %-вого вмісту лушпиння в ядрі ріцини

$$u_{\text{р}\%} = 0,0021 \cdot \theta_{\text{р}\%}, \quad (14)$$

$$\theta_{\text{р}\%} = 454,38 \cdot u_{\text{р}\%}. \quad (15)$$

Залежності питомої ізотермічної масоємкості (визначені за формулою (7)) від вологовмісту елементів насіння ріцини представлені на рис. 5.



◆ (1) - 10% лушпиння в ядрі ■ (2) - рушанка ▲ (3) - лушпиння ■ (4) - ядро

Рис. 5. Залежності питомої ізотермічної масоємкості від вологовмісту елементів насіння ріцини.

Рівняння регресії залежностей питомих ізотермічних масоємкостей ядра $c_{\text{т.я}}$, рушанки $c_{\text{т.р}}$, лушпиння $c_{\text{т.л}}$, 10%-му вмісту лушпиння в ядрі $c_{\text{т.р}\%}$ відповідно мають вигляд:

- для ядра

$$c_{\text{т.я}} = 10^{-17} \cdot u_{\text{я}} + 0,002, \quad (16)$$

- для рушанки

$$c_{\text{т.р}} = 2 \cdot 10^{-17} \cdot u_{\text{р}} + 0,0024, \quad (17)$$

- для лушпиння

$$c_{m.l} = 2 \cdot 10^{-17} \cdot u_l + 0,0038, \quad (18)$$

- для 10 %-вого вмісту лушпиння в ядрі ріцини

$$c_{p\%} = 2 \cdot 10^{-17} \cdot u_{p\%} + 0,0021. \quad (19)$$

Висновок. На основі експериментального методу визначення потенціалу масопереносу і ізотермічної масоємкості отримано основні залежності термодинамічних характеристик ядра, рушанки, лушпиння та 10%-вого вмісту лушпиння в ядрі ріцини; визначені дванадцять рівнянь регресії, що може слугувати в якості довідкової інформації для вивчення процесів волого-теплової обробки ріцинової сировини при виділенні касторової олії.

Список літератури

1. *Голдовский А. М.* Теоретические основы производства растительных масел / *А. М. Голдовский*. – М.: Пищепромиздат, 1958. – 446 с.
2. *Копейковский В. М.* Технология производства растительных масел / [*В. М. Копейковский, С. И. Данильченко, Г. И. Гарбузова* и др.]. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. – 416 с.
3. Розробка технології, експериментального устаткування технологічної лінії по глибокій переробці насіння ріцини в касторову олію для виробництва мастил для сільськогосподарської техніки : звіт про НДР ; кер. *В. А. Дідур*. – Мелітополь: ТДАТА, 2005. – 99 с.
4. *Лыков А. В.* Теоретические основы строительной теплофизики / *А. В. Лыков*. – Мн.: Издательство академии наук СССР, 1961. – 519 с.
5. ГОСТ 5947-68 Семена хлопчатника технические. Технические условия. – М.: Стандартиформ. – 2010. – 22 с.

References

1. *Holdovskyy, A. M.* (1958). Teoretycheskiye osnovi proyzvodstva rastytel'nikh masel [Theoretical bases of production of vegetable oils]. M.: Pyshchepromyzdat, 446.
2. *Kopeykovskyy, V. M., Danyl'chenko, S. Y., Harbuzova, H. Y.* (1982). Tekhnolohyya proyzvodstva rastytel'nikh masel [Technology of production of vegetable oils]. M.: Lehkaya y pyshchevaya promishlennost', 416.
3. Rozrobka tekhnolohiyi, eksperymental'noho ustatkuvannya tekhnolohichnoyi liniyi po hlybokiy pererobtsi nasinnya rytsyny v kastorovu oliyu dlya vyrobnytstva mastyl dlya sil'skohospodars'koyi tekhniky [The development of technology, experimental equipment, technological lines for deep processing of seeds of castor beans to castor oil for production of lubricants for agricultural machiner] (2005). zvit pro NDR. Melitopol': TDATA, 99s.
4. *Likov, A. V.* (1961). Teoretycheskiye osnovi stroytel'noy teplofyziky [Theoretical foundations of thermal physics]. Mn.: Yzdatel'stvo akademyi nauk SSSR, 519.
5. HOST 5947-68 Semena khlopchatnyka tekhnicheskyye. Tekhnicheskyye uslovyaya [Technical cotton seeds. Specifications] (2010). M.: Standartynform. 22.

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЭЛЕМЕНТОВ СЕМЯН КЛЕЩЕВИНЫ

В. В. Дидур, А. Б. Чебанов, А. А. Асеев, А. В. Шарий

Аннотация. Определены экспериментальные единицы потенциалов масоперенесения и удельной изотермической

масоємкості шелухи, ядра и рушанки семян клещевины. Для этого, применен метод, основанный на определении влагосодержания непосредственно контактирующих эталонного тела и тела, которая исследуется, которые находятся в состоянии термодинамического равновесия. На основании экспериментальных данных, получено уравнение регрессии, что является необходимым для численных исследований математических моделей процессов вологотеплової обработки м'ятки клещевини.

В мятце после измельчения семян или ядер клещевини за счет сильно развитой поверхности масло, даже та, что вытекла из клеток, прочно удерживается огромными силами межмолекулярного взаимодействия, величина которых намного превышает давление, развиваемое современными прессами, применяемыми для ее отжима. Для уменьшения сил, связывающих масло с поверхностью частиц м'ятки, и облегчения процесса извлечения масла, применяется вологотеплова обработка м'ятки (сочетание определенных значений влажности, температуры и продолжительности процесса). При этом, действие воды является главным фактором, от которого зависит полнота дальнейшего отделения масла.

На основе экспериментального метода определения потенциала массопереноса и изотермической масоємкості получены основные зависимости термодинамических характеристик ядра, рушанки, шелухи и 10%-ного содержания лузги в ядре клещевини, определены 12 уравнений регрессии, может служить в качестве справочной информации для изучения процессов влажно-тепловой обработки касторового сырья при выделены касторового масла.

Ключевые слова: *семена клещевини, ядро, лузга, рушанка, термодинамическое равновесие, контейнер, уравнение регрессии*

THERMODYNAMIC CHARACTERISTICS OF ELEMENTS SEEDS OF CASTOR

V. V. Didur, A. B. Chebanov, A. A. Aseev, A. V. Shariy

Abstract. *Defined experimental unit potentials mass transfer and specific isothermal mascot husk, kernel, and rusalki of castor seed. This method was applied, based on the determination of moisture content directly contacting the reference body and the body that is examined, which are in a state of thermodynamic equilibrium. On the basis of experimental data the regression equation is obtained, which is necessary for numerical studies of mathematical models of processes volovarovo matki processing castor beans.*

In m etc after grinding the seeds or kernels of castor beans due to the highly developed surface of the oil, even that which leaked from the cells, held firmly by a huge intermolecular forces, the value of which far exceeds the pressure in modern presses used for its extraction. To reduce the forces binding the oil to the surface of the particles Matki, and facilitate the oil extraction process, is used volosatova processing Matki (a combination of certain values of humidity, temperature and duration of process). At the same time, the effect of water is the main factor which determines the completeness of the further separation of the oil.

On the basis of experimental method of determining the capacity of mass transfer and isothermal mascot received the basic dependencies of the thermodynamic characteristics of the nucleus, rosanky, husk and 10% of the contents of the husk in the kernel of the castor-oil plant, identified 12 of the regression equations can serve as background information for the study of wet-heat processing of raw materials castor at castor oil.

Keywords: *castor seed, kernel, husks, rosanka, thermodynamic equilibrium, container, regression equation*

УДК 631.171.075.4

СТВОРЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ МІКРОКЛІМАТУ В УМОВАХ ЗРОСТАЮЧОГО ДЕФІЦИТУ ЕНЕРГОНОСІЇВ В ГАЛУЗІ СВИНАРСТВА

**Н. І. Болтянська, кандидат технічних наук
Таврійський державний агротехнологічний університет
e-mail: natali.28@inbox.ru**

Анотація. В статті розглянуто впровадження енергозберігаючих технологій для створення мікроклімату при будівництві і реконструкції сучасних свинарських ферм і комплексів в умовах зростаючого дефіциту енергоносіїв, приділено увагу енергозберігаючим системам мікроклімату, заснованим на скороченні тепловтрат з вентиляційними викидами і через захищаючі конструкції, а також на використанні нетрадиційної енергії та вживанні нині у вітчизняній практиці способи і технології видалення зі свинарських приміщень гною.

При будівництві і реконструкції сучасних ферм і комплексів в умовах зростаючого дефіциту енергоносіїв важливим питанням є впровадження енергозберігаючих технологій. Найбільш

© Н. І. Болтянська, 2016

In m etc after grinding the seeds or kernels of castor beans due to the highly developed surface of the oil, even that which leaked from the cells, held firmly by a huge intermolecular forces, the value of which far exceeds the pressure in modern presses used for its extraction. To reduce the forces binding the oil to the surface of the particles Matki, and facilitate the oil extraction process, is used volosatova processing Matki (a combination of certain values of humidity, temperature and duration of process). At the same time, the effect of water is the main factor which determines the completeness of the further separation of the oil.

On the basis of experimental method of determining the capacity of mass transfer and isothermal mascot received the basic dependencies of the thermodynamic characteristics of the nucleus, rosanky, husk and 10% of the contents of the husk in the kernel of the castor-oil plant, identified 12 of the regression equations can serve as background information for the study of wet-heat processing of raw materials castor at castor oil.

Keywords: *castor seed, kernel, husks, rosanka, thermodynamic equilibrium, container, regression equation*

УДК 631.171.075.4

СТВОРЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ МІКРОКЛІМАТУ В УМОВАХ ЗРОСТАЮЧОГО ДЕФІЦИТУ ЕНЕРГОНОСІЇВ В ГАЛУЗІ СВИНАРСТВА

**Н. І. Болтянська, кандидат технічних наук
Таврійський державний агротехнологічний університет
e-mail: natali.28@inbox.ru**

Анотація. В статті розглянуто впровадження енергозберігаючих технологій для створення мікроклімату при будівництві і реконструкції сучасних свинарських ферм і комплексів в умовах зростаючого дефіциту енергоносіїв, приділено увагу енергозберігаючим системам мікроклімату, заснованим на скороченні тепловтрат з вентиляційними викидами і через захищаючі конструкції, а також на використанні нетрадиційної енергії та вживанні нині у вітчизняній практиці способи і технології видалення зі свинарських приміщень гною.

При будівництві і реконструкції сучасних ферм і комплексів в умовах зростаючого дефіциту енергоносіїв важливим питанням є впровадження енергозберігаючих технологій. Найбільш

© Н. І. Болтянська, 2016

енергоємними показниками відрізняються системи опалювання і вентиляції. Витрати на них складають 45...50% від загальних витрат на устаткування по комплексу.

Нетрадиційні джерела енергії представлені в першу чергу біопаливом, виробництво якого може здійснюватися на власній ресурсній базі. До таких джерел енергії відноситься заміник дизельного палива на основі рослинних олій, біогаз, що виробляється в метантенках, рідке і тверде паливо – продукти піролізу гнойових стоків і промислових відходів.

Окрім біопалива інтенсивно відроджуються і модернізуються джерела енергії засновані на силі вітри. Можливості ширшого застосування енергії вітру у свинарстві вимагає подальших наукових розробок. Дуже обмежене і сумнівне значення мають такі джерела енергії, як сонячна радіація. Висока вартість сонячних батарей нині не виправдовує себе.

Ключові слова: свинарство, тваринництво, енергозберігаючі технології, система опалювання, система вентиляції, енергія вітру, біопаливо

Постановка проблеми. Україна має значний природний потенціал, завдяки чому здатна не лише забезпечити власні потреби в основних продуктах харчування рослинного і тваринного походження, але і стати експортером високоякісної, конкурентоспроможної, біологічно чистої продукції [1–3]. Проте, упродовж останніх років в Україні відбувся катастрофічний занепад тваринництва в цілому і, зокрема, свинарства як однієї з основних складових галузі. За період 1991...2012 років в усіх категоріях господарств поголів'я свиней скоротилося на 12,1 млн. або в 2,6 рази, (з 19,4 млн. до 7,3 млн.) переважно за рахунок стрімкого скорочення поголів'я свиней в сільськогосподарських підприємствах – на 11,8 млн. або 6,2 рази [1–5].

В результаті стрімкого скорочення поголів'я великої рогатої худоби, птаха та ін., споживання м'яса і м'ясопродуктів зменшилося з 68,2 кг в 1990 році до 34,5 кг в 2012 році, тобто майже в 2 рази. У структурі споживання м'яса свинина складає найбільшу частину – 41% (яловичина і птах, відповідно 28%, 27%, інші 4% – баранина, риба та ін.) [6].

Аналіз останніх досліджень. Занепад тваринництва в цілому і, зокрема, свинарства як однієї з основних складових галузі пояснюється незацікавленістю товаровиробників в розвитку тваринництва в результаті його збитковості, оскільки собівартість продукції в 2,3 рази перевищує її реалізаційну ціну [1, 3, 7]. З таким висновком можна погодитися відносно реформованих

сільськогосподарських підприємств, проте він мало торкається приватного сектора, де знаходиться 70% загального поголів'я свиней, причому ця частина протягом останніх 14 років істотно не змінюється. Темпи скорочення поголів'я свиней в сільськогосподарських підприємствах залишаються вищими, в порівнянні, з особистими господарствами населення, а співвідношення між поголів'ям свиней, які містяться в господарствах населення і сільгосппідприємствах залишається незмінним, – приблизно 70:30. Причому, в окремих областях (Чернівецька, Львівська, Тернопільська, Івано-Франківська, Рівненська) чисельність поголів'я свиней в господарствах населення складає від 85 до 90%.

Мета досліджень. Розглянути впровадження енергозберігаючих технологій для створення мікроклімату при будівництві і реконструкції сучасних свинарських ферм і комплексів в умовах зростаючого дефіциту енергоносіїв та вживанні нині у вітчизняній практиці способи і технології видалення зі свинарських приміщень гною.

Результати досліджень. При будівництві і реконструкції сучасних ферм і комплексів в умовах зростаючого дефіциту енергоносіїв важливим питанням є впровадження енергозберігаючих технологій. Найбільш енергоємними показниками відрізняються системи опалювання і вентиляції. Витрати на них складають 45...50% від загальних витрат на устаткування по комплексу. Існує декілька шляхів зниження енерговитрат при експлуатації свинарських підприємств:

- використання нетрадиційних джерел енергії;
- рекуперація тепла повітря, що видаляється;
- децентралізація опалювальних систем, ширше застосування методів локального обігріву;
- використання енергозберігаючих методів обігріву;
- використання будівельних матеріалів і конструкцій з оптимальними ізоtermічними параметрами, стосовно конкретних кліматичних і технологічних умов.

Нетрадиційні джерела енергії представлені в першу чергу біопаливом, виробництво якого може здійснюватися на власній ресурсній базі. До таких джерел енергії відноситься заміник дизельного палива на основі рослинних олій, біогаз, що виробляється в метантенках, рідке і тверде паливо - продукти піролізу гнойових стоків і промислових відходів. Окрім біопалива інтенсивно відроджуються і модернізуються джерела енергії засновані на силі вітру. Можливості ширшого застосування енергії вітру у свинарстві вимагає подальших наукових розробок. Дуже

обмежене і сумнівне значення мають такі джерела енергії, як сонячна радіація. Висока вартість сонячних батарей нині не виправдовує себе.

У сучасних економічних умовах відбулося різке скорочення номенклатури устаткування, яке випускалося. В той же час, устаткування, яке випускається, по номенклатурі і якісним параметрам не задовольняє вимогам по створенню оптимального мікроклімату, особливо відносно автоматизації регулювання, економічного використання енергоресурсів і охорони довкілля.

Застосування того або іншого типу обігріву свинарського приміщення залежить від статі і віку свиней, а також від конфігурації приміщення. Неабиякою мірою вибір системи обігріву пов'язаний з наявністю певних енергоресурсів на фермі. У сучасному свинарстві найбільш економічними вважаються прилади прямого спалювання палива в приміщенні (газ, рідке паливо). Такими є повітродувні теплогенератори. Проте через технологічні особливості вони можуть успішно застосовуватися тільки в приміщеннях для утримання порослих свиноматок, кабанів і свиней на відгодівлі. Вони створюють інтенсивний рух повітря, що неприпустимо в приміщенні маточників і дорощення. У останніх приміщеннях краще всього зарекомендували себе реєстри водяного опалювання типу дельта-трубки, ребриста труба загального обігріву і водяні килимки (чи секції підлоги) для обігріву лігва поросят, вода в яких подається з бойлера.

Аналіз тепловтрат зі свинарських приміщень показав, що встановлена потужність устаткування систем мікроклімату і енергоємність його створення залежать від параметрів зовнішнього повітря і повітря усередині приміщень, міри теплозахисту будівель, повітрообміну і інших чинників. Тому основними заходами щодо зменшення енергоспоживання є такі, як скорочення енерговитрат на вентиляцію і підігрівання припливного повітря у поєднанні з раціоналізацією об'ємно-планувальних рішень.

Існують різні способи побудови енергозберігаючих систем мікроклімату, засновані, в основному, на скороченні тепловтрат з вентиляційними викидами і через захищаючі конструкції, а також на використанні нетрадиційної енергії. Найбільш ефективним технічним рішенням проблеми скорочення енерговитрат на вентиляцію є утилізація тепла повітря, яке віддається з тваринницьких приміщень. У існуючих системах забезпечення оптимального мікроклімату не передбачається повна утилізація тепла, в результаті більше 70 % її видається з вентиляційним повітрям.

Роботи, які проводилися по створенню теплоутилізаторів різних типів (регенеративних, рекуперативних, на базі теплових насосів, теплових труб) дозволили зробити висновок про те, що для

свинарства найбільш прийнятними є теплоутилізатори з проміжним теплоносієм, оскільки їх можна було комплектувати з водяними калориферами, вентиляторами, насосами і арматурою. Повітря, яке видаляється, проходячи через калорифер підігрівання, охолоджується, підігрівуючи проміжний теплоносій, і витяжним вентилятором викидається в атмосферу, а холодне зовнішнє повітря, проходячи через калорифер охолодження, підігрівається і припливним вентилятором подається в приміщення.

Недоліками існуючих систем з утилізації теплоти для тваринницьких приміщень з високою вологістю внутрішнього повітря є обмерзання теплообмінної поверхні і втрата працездатності при зовнішніх температурах нижче -10°C , тобто при перепаді температур більш ніж $20\ldots 25^{\circ}\text{C}$ і при співвідношенні повітряних потоків 1:1. Тому для ефективної роботи згаданих утилізаторів необхідно визначати у кожному конкретному випадку нижній поріг зовнішньої температури і різницю температур повітря, що видаляється і надходить в приміщення. Нова тенденція – застосування децентралізованих систем мікроклімату з утилізацією теплоти, що реалізована в комплектах устаткування "АгроВент-С".

Переваги цього комплексу перед іншими полягають у відсутності повітропроводів (устаткування монтується у віконних отворах або на стінах), модульності конструкції і автономності роботи (кожна установка обслуговує певну зону приміщення і при необхідності може бути вимкнена). Комплект "АгроВент-С" призначений для приміщень із змінними внутрішніми тепловологовиділеннями.

Паралельно з розробкою систем устаткування утилізації, ведуться роботи по удосконаленню систем вентиляції. Розроблена система вентиляції, поєднана з опалюванням, із застосуванням ежекторного розподільника повітря. Відмінна особливість цієї системи полягає в тому, що перехідний період року розглядається як відрізок часу від мінімально допустимої зовнішньої температури (визначається розрахунком) до максимальної, регламентованої нормами. Вентилятор для подачі припливного повітря підбирається за умови необхідного повітрообміну для зимового періоду. Виникаючий дефіцит припливного повітря в міру підвищення температури зовнішнього повітря, заповнюється за допомогою дросельного клапана ежекторного розподільника повітря. При цьому особливо важливо, що використовується тепло, що виділяється тваринами, оскільки система за способом організації повітрообміну в приміщенні унеможливорює подачу припливного повітря безпосередньо в робочу зону. В цьому випадку припливне повітря асимілює надлишкову температуру, яка утворюється, як правило, у

верхній зоні приміщення і поступає в робочу зону з розрахунковою температурою. Впровадження цієї системи у свинарнику-відгодівельнику на 700 голів дозволяє за рахунок використання нетрадиційного джерела теплової енергії (тепловиділень тварин) скоротити тривалість опалювального сезону на два місяці.

Основними елементами вентиляційних систем, пропонує нині на ринку закордонними фірмами ("Big Dutchman" (Німеччина), "VDL Agrotech" (Голландія), "Skov" (Данія)) для свинарських приміщень, є витяжні шахти, припливні шахти і припливні клапани. Вони доповнюються системою опалювання, основними елементами якої є алюмінієві дельта-трубки або газові конвекційні теплогенератори. Ці системи вентиляції дозволяють скоротити витрату електроенергії на 30...50 %.

Нині 85% устаткування по регулюванню мікроклімату тваринницьких приміщень поставляється зарубіжними виробниками. Витрати на його закупівлю, доставку і монтаж при будівництві свинарських підприємств складають 25...30 % від загальної вартості усього технологічного устаткування.

Власне виробництво цього устаткування, в основному, розраховане для птахівницьких ферм. Відсутні вітчизняні системи очищення повітря від механічних, біологічних і хімічних забруднень свиноферм, що виникають в процесі експлуатації. Необхідно приділяти більше уваги проектно-конструкторським роботам із створення цього виду устаткування.

Промислове свинарство може успішно розвиватися тільки з урахуванням його екологічної безпеки для людини і природи. Особливо це стосується проблем утилізації відходів свинарства і раціонального використання отримуваних на комплексах величезних об'ємів гною і гнойових стоків. Так розрахунковий річний вихід гнойових стоків від свинокомплексу на 100000 голів відгодівлі в рік складає 115...120 тис. м³. Аналіз стану питань по використанню відходів свинарства показує, що розроблені раніше і рекомендовані нині основні технології, машини і устаткування часто не відповідають збільшеним технологічним, зоотехнічним, санітарно-ветеринарним і соціально-екологічним вимогам. Наукові дослідження в цьому напрямі і практичне рішення проблем видалення і використання відходів свинарства продовжує залишатися найважливішим напрямом наукового забезпечення галузі.

Від типу і якості підлоги, використовуваної в приміщеннях для утримання тварин, залежать ветеринарний стан ферми, дотримання технологічних вимог до утримання різних статевовікових груп, а також економічні показники виробництва. Необґрунтована економія на високотехнологічних підлогах при облаштуванні свинарників може викликати серйозні ветеринарні і екологічні проблеми.

Головна перевага підлоги з пластика – вони не відбирають тепло у тварин, тому з успіхом застосовуються для утримання поросят зі свиноматкою і поросят на дорощенні. Бетонні підлоги міцні і найбільш дешеві. Проте вони не можуть застосовуватися в маточниках і приміщеннях для дорощення, оскільки не витримують технологічних вимог по температурі. В той же час, бетонні підлоги успішно застосовуються в приміщеннях для утримання поросних свиноматок (у групах і індивідуально) і свиней на відгодівлі, оскільки вони частіше потребують охолодження. Металеві щілинні підлоги виготовляють із сталі або чавуну. Сучасні підлоги з металу, призначені для свиноматок, обладнані люками в задній частині: це полегшує стік гною. Такі підлоги можна робити тільки в лігві для свиноматок. Метал холодний, він позбавляє тварин тепла. Але для маток ця властивість корисна. При лактації у них піднімається температура тіла, яке викликає дискомфорт. Тому на те місце, де повинна лежати свиноматка, настиляють метал, а зону навколо цієї підлоги, в якій знаходяться поросята, обладнують пластиком або покритими товстим пластиковим шаром металевими панелями.

Найбільш важливим і, одночасно, найбільш вразливим місцем в технологічному ланцюжку вирощування свиней є період опоросу і перші тижні життя новонароджених поросят. В цей час тварини вимагають особливих умов утримання: потрібна температура повітря, дотримання норм гігієни, запобігання травмам і ушкодженням. Система щілинної підлоги для боксів опоросу "Tenderfoot" на останній виставці "EuroTier" визнана кращою для боксів опоросу. Це комбіновані ґрати з високоякісної сталі в оболонці з пластизолу для тепла і комфорту тварин (поросят і свиноматки). Конфігурація підлоги спеціально розроблена для поросят. За результатами порівняльних тестів ця система показує найкращі результати по індексу втрат, міри самоочищення, міри зносостійкості. До недоліків цієї системи можна віднести тільки його високу вартість.

Такі підлоги відмінно піддаються очищенню; отвори з круглими краями сприяють видаленню гною через підлогу під дією ратиць; для очищення час від часу досить використовувати шланг з водою. пластизолне покриття стійке до бактерій і грибків; скорочує ушкодження колін і ніг; скорочує проблеми нижньої частини черева (некроз соска). Маленькі отвори перешкоджають затисканню і пораненню кінцівок, і крім того, забезпечують зчеплення, необхідне для зменшення роз'їзду ніг і розтягання зв'язок, а також для масажу сосків з метою максимального виділення молока і скорочення енергії, потрібної для підтримки нормальної температури тіла. У поверхні підлоги немає грубих і гострих країв, які можуть стати

причиною ранок на кінцівках і джерелом інфекцій. Дослідження, проведені на фермах, показали наявність ушкоджень в 45% поросят, які з'явилися на світ на сітчастій підлозі і жодного на щілинному. Гній проштовхується крізь щілини підлоги, потрапляє в накопичувальний канал і видалається звідти різними системами видалення. Таким чином, поверхня підлоги залишається чистою, що дозволяє скоротити час на її миття і дезінфекцію, а також значною мірою понизити можливу захворюваність поросят.

Вживані нині у вітчизняній практиці способи і технології видалення зі свинарських приміщень гною за принципом дії і конструктивними рішеннями підрозділяються на механічні, самопливні (самосплавні) і змивні.

Транспортерні механічні системи, як показала багаторічна практика, не задовольняють необхідним вимогам в умовах великих промислових комплексів, оскільки вимагають частого ремонту, створюють підвищену аварійну небезпеку. Не витримує критики санітарна сторона цієї системи, що не дозволяє ізолювати окремі секції і проводити повноцінну дезінфекцію і, крім того викликає стреси у свиней своєю шумовою дією. Виходячи з вищевикладеного, можна зробити висновок про неможливість рекомендувати для сучасних промислових комплексів цю систему видалення гною.

Змивні системи функціонують на багатьох великих свинокомплексах, введених в експлуатацію, в основному, в останній чверті XX століття. Їх характеризує висока трудомісткість, високий рівень витрат води, і, як наслідок – або значне збільшення необхідних площ гноєсховищ, або введення енергоємних систем термічного, або біологічного експрес знезараження гнойових стоків, з використанням дорогих установок для рециркуляції рідкої фракції гною. Самопливні системи гною постійної дії, за результатами багаторічного досвіду, не виграють значною мірою перед змивними системами, оскільки спостерігається тенденція до замулювання гнойових ванн, що неминуче веде або до використання гідрозмиву, або до видалення осаду твердої фракції механічно з використанням мускульної сили, що може привести до збою в технологічному циклі.

Самопливні системи періодичної дії з використанням шиберів також не задовольняє по деяких параметрах сучасних свинарів. В процесі її експлуатації спостерігається порушення герметизації шиберів, їх часта поламка, що вимагає ремонту. У санітарному відношенні ця система несе ризик поширення інфекцій на свинокомплексі по ходу евакуації гнойового стоку.

Самопливна технологія видалення гнойових стоків періодичної дії із застосуванням у верстатах щілинних підлог і пластикових труб знаходить нині широке застосування, як при реконструкції, так і при

новому будівництві свинарських підприємств. Ця система припускає мінімальну витрату води, мінімальні трудовитрати, і, як наслідок, забезпечує зниження витрат на будівництво гноєсховищ.

Ця система розроблялася фермерами Данії і Голландії упродовж останніх 30 років і успішно впроваджувалася в проекти. Суть системи зводиться до накопичення гною у ваннах під щільними підлогами протягом 2-х тижнів, звідки гній евакуйовувався через отвір в середині ванни по трубах каналізації. Отвір закривається пробкою. Приклад порівняльного розрахунку місткостей гноєсховищ при самопливній системі періодичної дії гноєвидалення і змивній, на прикладі двохмайданчикової ферми з виходом в 27000 свиней в рік приведений в табл. 1.

1. Приклад порівняльного розрахунку місткостей гноєсховищ при самопливній системі періодичної дії гноєвидалення і змивній

Вихід гнойових стоків, в рік		
Цех	Самопливна періодична система, м ³	Змивна система, м ³
Цех репродукції	14841,6	41871,07
Цех відгодівлі	23906,3	88781,3
Разом	38747,9	130652,4

За відсутності карантинних місткостей, гноєсховища повинні забезпечити 12-ти місячне зберігання гною під плівкою для біологічного знезараження гною. Для такої експозиції потрібно 4 місткості, в кожену з яких збирається 5-ти місячний вихід гнойового стоку і, в наступному, витримується 12 місяців.

Об'єм закритого гноєсховища репродуктора і карантину при самопливній періодичній системі складе $14841,6 \times 5/12 = 6184 \approx 7000$ м³, а 4 місткості в сумі складуть 28000 м³.

Об'єм закритого гноєсховища репродуктора і карантину при змивній системі складе $41871,07 \times 5/12 = 17446,3 \approx 17500$ м³, а сума 4 місткостей – 70000 м³.

Об'єм закритого гноєсховища цеху відгодівлі при самопливній періодичній системі складе $23906,3 \times 5/12 = 9960,9 \approx 10000$ м³ і 40000 м³ – по чотирьох місткостях. Об'єм закритого гноєсховища цеху відгодівлі при змивній системі складе $88781,3 \times 5/12 = 36992,2 \approx 37000$ м³ і 148000 м³ по чотирьох місткостях.

Загальний об'єм гноєсховищ при змивній системі перевищить загальний об'єм гноєсховищ при самопливній періодичній системі на 150000 м³ $((70000 + 148000) - (28000 + 40000) = 150000$ м³).

На практиці нерідко виправляються помилки проектних організацій що допускаються при проектуванні систем збору і

видалення відходів свиноферм. Відхилення, що найбільш часто зустрічаються, від норм технологічного проектування таких систем наступні:

- порушення співвідношення довжини і ширини гнойових ванн;
- дно ванн робиться з ухилом, що призводить до швидшого стікання рідкої фракції стоку, і, як наслідок, накопичення опадів у віддалених місцях ванн;
- пробки гноєвидалення у ваннах розташовуються не по центру;
- об'єм ванн не відповідає двотижневій кількості гнойових стоків;
- кількість і об'єми гноєсховищ недостатні для біологічного знезараження гнойових стоків протягом 12 місяців;
- нехтують необхідністю розподілу гнойових стоків на тверду і рідку фракції.

Серед усього різноманіття рішень по видаленню відходів добре зарекомендувала себе технологія збору, видалення і зберігання гнойових стоків компанії "Фог Агротехнік" (Данія). В той же час на невеликих фермах або виробничих майданчиках не варто недооцінювати можливість транспортування гнойових стоків мобільним автотранспортом. Для цих цілей випускається великий спектр машин вітчизняного і зарубіжного виробництва.

Висновки

1. При будівництві і реконструкції сучасних ферм і комплексів в умовах зростаючого дефіциту енергоносіїв важливим питанням є впровадження енергозберігаючих технологій. Найбільш енергоємними показниками відрізняються системи опалювання і вентиляції. Витрати на них складають 45...50% від загальних витрат на устаткування по комплексу.

2. Існує декілька шляхів зниження енерговитрат при експлуатації свинарських підприємств: використання нетрадиційних джерел енергії; рекуперація тепла повітря, що видаляється; децентралізація опалювальних систем, ширше застосування методів локального обігріву; використання енергозберігаючих методів обігріву; використання будівельних матеріалів і конструкцій з оптимальними ізоtermічними параметрами, стосовно конкретних кліматичних і технологічних умов.

3. Нетрадиційні джерела енергії представлені в першу чергу біопаливом, виробництво якого може здійснюватися на власній ресурсній базі. До таких джерел енергії відноситься заміник дизельного палива на основі рослинних олій, біогаз, що виробляється в метантенках, рідке і тверде паливо – продукти піролізу гнойових стоків і промислових відходів.

4. Окрім біопалива інтенсивно відроджуються і модернізуються джерела енергії засновані на силі вітри. Можливості ширшого застосування енергії вітру у свиноводстві вимагає подальших наукових розробок. Дуже обмежене і сумнівне значення мають такі джерела енергії, як сонячна радіація. Висока вартість сонячних батарей нині не виправдовує себе.

Список літератури

1. Болтянська Н. І. Пути развития отрасли свиноводства и повышение конкурентоспособности ее продукции / Н. І. Болтянська // Motrol: Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa. – 2012. – Vol. 14. No 3, b. – P. 164–175.
2. Кожамуратов Н. Ж. Эффективность производства продукции и снижение трудовых затрат в животноводстве / Н. Ж. Кожамуратов // Аграрная наука. – 2009. – № 11. – С. 20–22.
3. Сайт AGRORU.COM – торговая система: <http://www.agroru.com/doska/647216.htm>.
4. Макарец Н. Г. Технология производства и переработки животноводческой продукции / Н. Г. Макарец. – Калуга: «Манускрипт», 2005. – 206 с.
5. Смирнова В. Конкурентоспособность продукции свиноводства в условиях роста цен на зерно / В. Смирнова // АПК: экономика, управление. – 2009. – № 3. – С. 55–59.
6. Кольга Д. Ф. Методика расчета и проектирования генеральных планов животноводческих ферм и комплексов: методические указания / Д. Ф. Кольга. – Минск: БГАТУ, 2010. – 72 с.
7. Скляр О. Г. Механізація технологічних процесів у тваринництві / О. Г. Скляр, Н. І. Болтянська. – Мелітополь: Колор Принт, 2012. – 720 с.

References

1. Boltyans'ka, N. I. (2012). Puty razvytyya otrasly svynovodstva y povishenye konkurentosposobnosti ee produktsyy [Ways of development of the pig industry and the competitiveness of its products]. Motrol: Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa. Vol. 14. No 3, b. 164–175.
2. Kozhamuratov, N. Zh. (2009). Effektyvnost' proyzvodstva produktsyy y snyzhenye trudovikh zatrat v zhyvotnovodstve [The efficiency of production and reduce labor costs in livestock]. Agricultural science. 11. 20–22.
3. Sayt AGRORU.COM – torhovaya systema [The website AGRORU.COM – trading system] : <http://www.agroru.com/doska/647216.htm>.
4. Makartsev, N. H. (2005). Tekhnolohyya proyzvodstva y pererabotky zhyvotnovodcheskoy produktsyy [Production technology and processing of livestock products]. Kaluha: Manuscript», 206.
5. Smyrnova, V. (2009). Konkurentosposobnost' produktsyy svynovodstva v uslovyakh rosta tsen na zerno [Competitiveness of pork products in the face of rising grain prices]. AIC: economy, management. 3. 55–59.
6. Kol'ga, D. F. (2010). Metodyka rascheta y proektyrovaniya heneral'nykh planov zhyvotnovodcheskykh ferm y kompleksov: metodycheskiye ukazaniya [Methodology of calculation and design of master plans for livestock farms and complexes: guidelines]. Mynsk: BHATU, 72.
7. Sklyar, O. H., Boltyans'ka, N. I. (2012). Mekhanizatsiya tekhnolohichnykh protsesiv u tvarynnystvi [Mechanization of technological processes in animal husbandry]. Melitopol': Kolor Prynt, 720.

СОЗДАНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ МИКРОКЛИМАТА В УСЛОВИЯХ РАСТУЩЕГО ДЕФИЦИТА ЭНЕРГОНОСИТЕЛЕЙ В ОТРАСЛИ СВИНОВОДСТВА

Н. И. Болтянская

Аннотация. В статье рассмотрено внедрение энергосберегающих технологий для создания микроклимата при строительстве и реконструкции современных свиноводческих ферм и комплексов в условиях растущего дефицита энергоносителей, уделено внимание энергосберегающим системам микроклимата, основанным на сокращении теплопотерь с вентиляционными выбросами и через защищающие конструкции, а также на использовании нетрадиционной энергии и применяемым в настоящее время в отечественной практике способы и технологии удаления из свиноводческих помещений навоза.

При строительстве и реконструкции современных ферм и комплексов в условиях растущего дефицита энергоносителей важным вопросом является внедрение энергосберегающих технологий. Наиболее энергоемкими показателями отличаются системы отопления и вентиляции. Затраты на них составляют 45...50% от общих затрат на оборудование по комплексу.

Нетрадиционные источники энергии представлены в первую очередь биотопливом, производство которого может осуществляться на собственной ресурсной базе. К таким источникам энергии относится заменитель дизельного топлива на основе растительных масел, биогаз, производится в метантенках, жидкое и твердое топливо – продукты пиролиза навозных стоков и промышленных отходов.

Кроме биотоплива интенсивно возрождаются и модернизируются источники энергии основанные на силе ветра. Возможности более широкого применения энергии ветра в свиноводстве требует дальнейших научных разработок. Очень ограниченное и сомнительное значение имеют такие источники энергии, как солнечная радиация. Высокая стоимость солнечных батарей в настоящее время не оправдывает себя.

Ключевые слова: свиноводство, животноводство, энергосберегающие технологии, система отопления, система вентиляции, энергия ветра, биотопливо

CREATION OF OPTIMAL MICROCLIMATE PARAMETERS IN CONDITIONS OF GROWING SHORTAGE OF ENERGY IN PIG INDUSTRY

N. I. Boltyanska

Abstract. The paper considers the introduction of energy saving technologies to create a microclimate during the construction and

reconstruction of a modern pig-breeding farms and complexes in the conditions of growing shortage of energy resources, attention is paid to energy saving systems of microclimate, based on the reduction of heat losses with ventilation emissions through protecting designs, as well as on the use of alternative energy and currently used in domestic practice the methods and techniques of removal of pig manure areas.

In the construction and reconstruction of modern farms and complexes in the conditions of growing shortage of energy resources an important issue is the introduction of energy saving technologies. The most energy-intensive parameters and different heating and ventilation. The cost is 45...50% of the total cost of the equipment for the complex.

Alternative energy sources focuses primarily on biofuels, the production of which can be carried on its own resource base. Such power sources include a diesel fuel substitute from vegetable oils, biogas produced in the digesters, liquid and solid fuels – pyrolysis products of manure and industrial waste.

In addition to biofuels intensively revive and moderniziruyutsya energy sources based on wind strength. The wider application of wind energy in the pig requires further research. Very limited and of dubious importance such sources of energy as solar radiation. The high cost of solar panels currently is not justified.

Keywords: *pigs, husbandry, energy-saving technologies, heating system, ventilation system, wind power, biofuels*

УДК 631.3:62-231.3

КОЛИВАННЯ ГВИНТОВОГО З'ЄДНАННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ ПІД ВПЛИВОМ ПОПЕРЕЧНОЇ ВІБРАЦІЇ

**Я. М. Михайлович, кандидат технічних наук
Національний університет біоресурсів і
природокористування України**

**А. М. Рубець, кандидат технічних наук
Білоцерківський національний аграрний університет
e-mail: yaroslav_m@ukr.net**

Анотація. Запропоновано аналітичні залежності кінематичних параметрів точок осьової лінії різьбового стрижня гвинтового з'єднання. Отримані результати характеризують кінематичну навантаженість з'єднання.

Кінематичні параметри різьбових з'єднань є достатньо інформативними для практики. На основі аналізу залежностей можна судити про доцільність використання того чи іншого

© Я. М. Михайлович, А. М. Рубець, 2016

reconstruction of a modern pig-breeding farms and complexes in the conditions of growing shortage of energy resources, attention is paid to energy saving systems of microclimate, based on the reduction of heat losses with ventilation emissions through protecting designs, as well as on the use of alternative energy and currently used in domestic practice the methods and techniques of removal of pig manure areas.

In the construction and reconstruction of modern farms and complexes in the conditions of growing shortage of energy resources an important issue is the introduction of energy saving technologies. The most energy-intensive parameters and different heating and ventilation. The cost is 45...50% of the total cost of the equipment for the complex.

Alternative energy sources focuses primarily on biofuels, the production of which can be carried on its own resource base. Such power sources include a diesel fuel substitute from vegetable oils, biogas produced in the digesters, liquid and solid fuels – pyrolysis products of manure and industrial waste.

In addition to biofuels intensively revive and moderniziruyutsya energy sources based on wind strength. The wider application of wind energy in the pig requires further research. Very limited and of dubious importance such sources of energy as solar radiation. The high cost of solar panels currently is not justified.

Keywords: *pigs, husbandry, energy-saving technologies, heating system, ventilation system, wind power, biofuels*

УДК 631.3:62-231.3

КОЛИВАННЯ ГВИНТОВОГО З'ЄДНАННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ ПІД ВПЛИВОМ ПОПЕРЕЧНОЇ ВІБРАЦІЇ

**Я. М. Михайлович, кандидат технічних наук
Національний університет біоресурсів і
природокористування України**

**А. М. Рубець, кандидат технічних наук
Білоцерківський національний аграрний університет
e-mail: yaroslav_m@ukr.net**

Анотація. Запропоновано аналітичні залежності кінематичних параметрів точок осьової лінії різьбового стрижня гвинтового з'єднання. Отримані результати характеризують кінематичну навантаженість з'єднання.

Кінематичні параметри різьбових з'єднань є достатньо інформативними для практики. На основі аналізу залежностей можна судити про доцільність використання того чи іншого

© Я. М. Михайлович, А. М. Рубець, 2016

способу забезпечення працездатності різьбового з'єднання. Подальші дослідження з введенням у залежності крім модулів напрямки векторів швидкостей та прискорень дозволять робити рекомендації про доцільність встановлення гвинтів з відповідним напрямом гвинтової лінії різьби.

Наявність максимумів і мінімумів на графіках прискорень періодичного чи стохастичного характеру до $27,5 \text{ рад/с}^2$ свідчить про кінематичну навантаженість різьбового з'єднання і актуалізує забезпечення точності розрахунків з'єднання на міцність і точності надання зусилля попереднього загвинчування.

Критичними зонами в роботі гвинтового з'єднання є моменти вищенаведених екстремумів у поєднанні з поєднованими коливаннями різьбового з'єднання, коли фази мінімумів чи максимумів співпадають з фазами осьових вібраційних навантажень. Ці умови потребують подальшого вивчення.

Ключові слова: різьбове з'єднання, сільськогосподарська техніка, кінематика

Постановка проблеми. Гвинтові з'єднання сільськогосподарської техніки знаходяться під впливом вібраційних навантажень у трьох координатних напрямках. Вивчення кінематики відповідальних точок з'єднання під впливом такого характеру вібрації є актуальними з огляду необхідності підвищення ресурсу різьбових з'єднань.

Вібраційне навантаження в напрямку поперечному до осі різьбового стрижня спричинює відповідний рух площини контакту опорної поверхні головки гвинта і приєднуваної деталі. Відтак, опорна поверхня зазнає кутових переміщень, аналіз яких дозволить виявити критичні режими роботи різьбового з'єднання і спланувати запобіжні заходи для уникнення відмови.

Аналіз останніх досліджень. На теперішній час ведуться дослідження кінематики різьбового з'єднання: аналіз впливу вібрації у напрямі, поперечному до осі різьбового стрижня на працездатність з'єднання, дозволив отримати залежність зміни величини відносного переміщення з'єднаних деталей, від часу та зусилля їх притискання [1].

Запропоновано забезпечувати необхідний ресурс різьбового з'єднання шляхом вибору параметрів різьбового з'єднання, за яких відбуватиметься врівноваження коливань, а результуючі коливання матимуть меншу інтенсивність впливу [2].

Встановлено, що протягом роботи болтових з'єднань критичними є почергові косі послаблення опорної поверхні гайки у поєднанні із дією крутного моменту у бік розгвинчування [3].

Відносні коливання з'єднаних деталей при впливі поперечної вібрації виникають тоді, коли амплітуда сумарної вимушеної сили достатньо велика порівняно із силою тертя, а поблизу резонансних режимів наявність сухого тертя не обмежує амплітуду відносних коливань з'єднаних деталей [4].

Зменшення різниці початкових фаз поперечних коливань дозволить зменшити крутий ефект вібрації, що особливо актуально в момент відмінного від нуля значення різниці початкових фаз повздовжніх коливань під опорною поверхнею головки болта і гайки [5]. Одним з шляхів підвищення наробітку різьбового з'єднання до послаблення є оптимізація довжини різьбового стрижня з огляду на його згинальну податливість та необхідність забезпечення певної жорсткості у осьовому напрямку [6].

З огляду літературних джерел стає зрозумілою потреба у подальшому вивченні питання кінематики різьбового з'єднання.

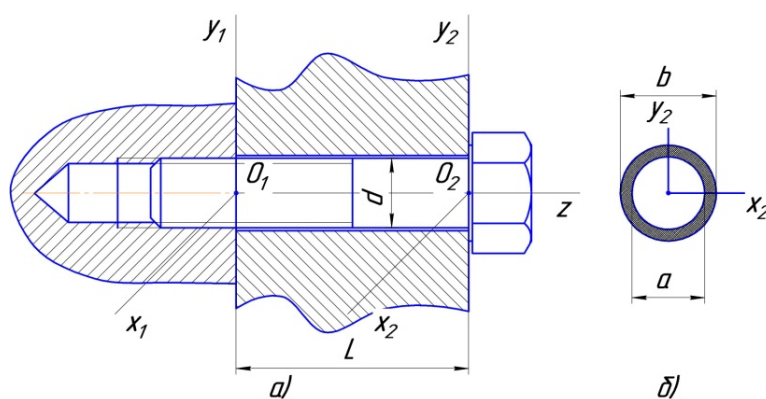


Рис. 1. Гвинтове з'єднання: а) ескіз; б) опорна поверхня головки гвинта.

Метою досліджень є отримання і аналіз залежностей зміни кінематичних параметрів гвинтового з'єднання, що працює в умовах поперечної вібрації. У дослідженні використовуються теоретичні методи досліджень, зокрема теоретична механіка, математичний аналіз, механіка матеріалів. Теоретичні дослідження проведені з використанням пакетів прикладних програм MatLab R-2007b, Mathcad 14.

Результати досліджень. До моменту надання необхідного зусилля притискання з'єднані деталі гвинтового з'єднання мають різні амплітуди, частоти та початкові фази. Після монтажу з'єднання не значні коливання поглинаються, а залишаються коливання робочі, вплив яких на різьове з'єднання обумовлює технічний стан з'єднання протягом певного наробітку.

Рух точки, що лежать на нейтральній лінії різьбового стрижня буде задаватись характером вібрації з'єднуваної деталі, на яку

опирається гайка. Коливання точок на відріжку $O_1 O_2$ можна звести до найпростішої параметричної форми:

$$\begin{cases} x_1 = a_{x1} \sin(\omega_{x1}t + \varphi_{x1}) \\ y_1 = a_{y1} \sin(\omega_{y1}t + \varphi_{y1}) \\ z_1 = 0 \end{cases} \quad \begin{cases} x_2 = a_{x2} \sin(\omega_{x2}t + \varphi_{x2}) \\ y_2 = a_{y2} \sin(\omega_{y2}t + \varphi_{y2}) \\ z_2 = 0 \end{cases} \quad (1)$$

Протягом періоду нормальної роботи різьбове з'єднання виконуватиме відносний рух в межах пружних деформацій. Точки, що лежать на нейтральній лінії різьбового стрижня, виконуватимуть складний рух (рис. 2). Різні значення частот, початкових фаз та амплітуд задаватимуть кутові відхилення різьбового стрижня і гайки відносно положення рівноваги.

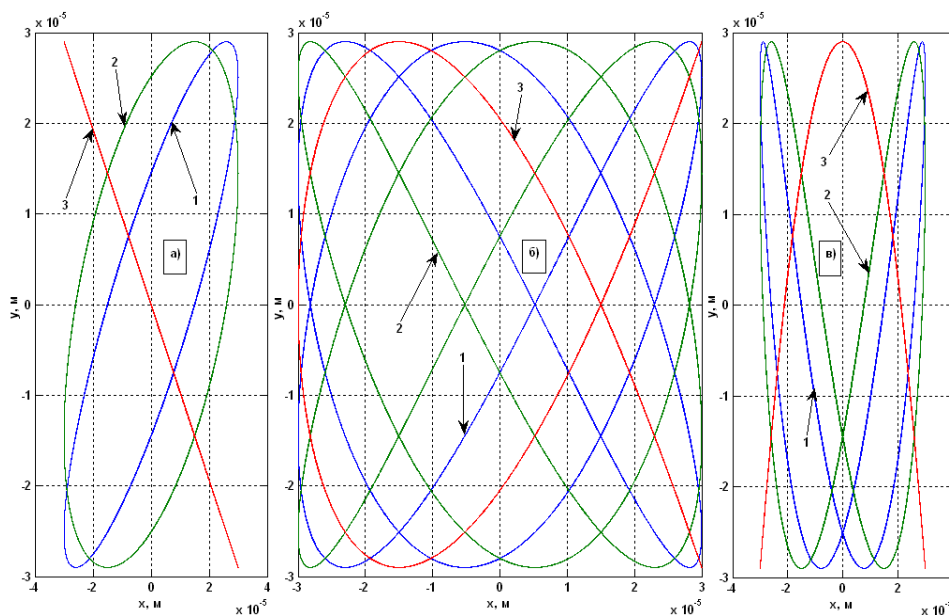


Рис. 2. Траєкторія руху точки O_2 за різниці початкових фаз коливань 1 – $\pi/6$, 2 – $\pi/3$, 3 – π : а- $\omega_x/\omega_y=1$; б- $\omega_x/\omega_y=1,5$; в- $\omega_x/\omega_y=2$.

До моменту послаблення різьбового з'єднання опорна поверхня головки гвинта різьбового з'єднання працюватиме під впливом результуючого коливання, яке надійшло від інших деталей та робочих органів машини. Математичний опис сумарного вібраційного навантаження в даній роботі не приводиться.

Враховуючи прийняте спрощення, що різниця осевого переміщення точок O_1 та O_2 дорівнює нулю ($z=0$), кут повороту відрізка L (осева лінія різьбового стрижня) відносно площини $O x_1 y_1$ визначається залежністю:

$$L \cos(\gamma) = l_k \text{ або } \gamma = \arccos\left(\frac{l_k}{L}\right). \quad (2)$$

Підставляючи залежність, що наведена вище, отримаємо:

$$\gamma = \arccos\left(\frac{\sqrt{(x_{O2}-x_{O1})^2+(y_{O2}-y_{O1})^2}}{L}\right). \quad (3)$$

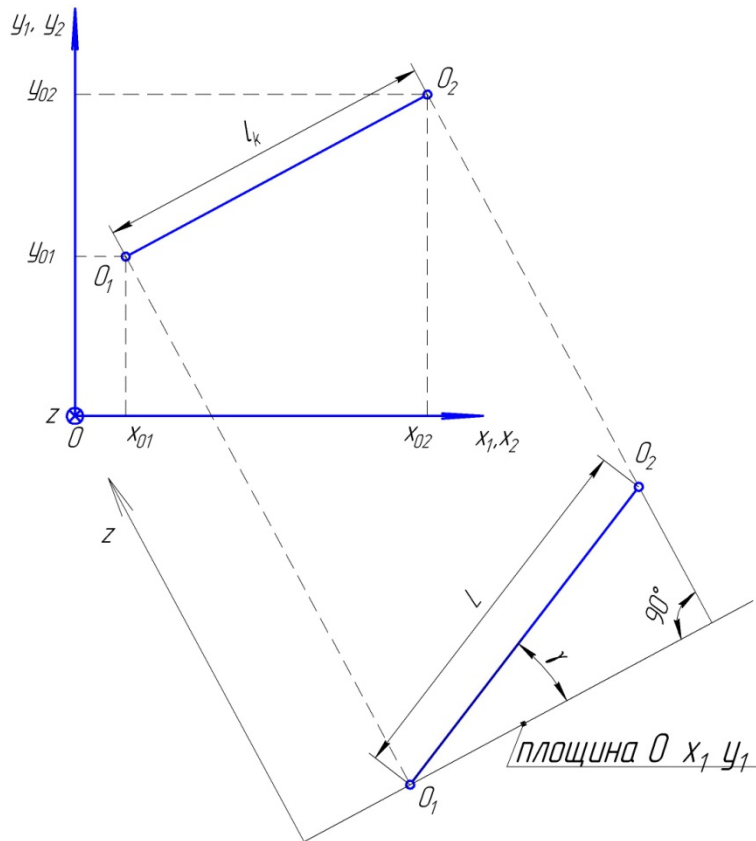


Рис. 3. Схема до визначення переміщень.

Враховуючи значення координат x та y отримаємо загальну залежність зміни кута відхилення осьової лінії різьбового стрижня від вертикалі:

$$\gamma_B = \frac{\pi}{2} - \arccos \left(\frac{\sqrt{(a_{x2} \sin(\omega_{x2}t + \varphi_{x2}) - a_{x1} \sin(\omega_{x1}t + \varphi_{x1}))^2 + (a_{y2} \sin(\omega_{y2}t + \varphi_{y2}) - a_{y1} \sin(\omega_{y1}t + \varphi_{y1}))^2}}{L} \right). \quad (4)$$

Диференціюючи отриману залежність по часу, отримаємо загальний вираз зміни кутової швидкості:

$$\omega = - \frac{2 \left(a_{x2} \omega_{x2} \cos(\omega_{x2}t) - a_{x1} \omega_{x1} \cos \left(\omega_{x1}t + \frac{\pi}{k_1} \right) \right) \left(a_{x1} \sin \left(\omega_{x1}t + \frac{\pi}{k_1} \right) - a_{x2} \sin(\omega_{x2}t) \right) +}{2L \sqrt{\left(a_{x1} \sin \left(\omega_{x1}t + \frac{\pi}{k_1} \right) - a_{x2} \sin(\omega_{x2}t) \right)^2 + \left(a_{y1} \sin \left(\omega_{y1}t + \frac{\pi}{k_2} \right) - a_{y2} \sin(\omega_{y2}t) \right)^2}} \times \\ + 2 \left(a_{y2} \omega_{y2} \cos(\omega_{y2}t) - a_{y1} \omega_{y1} \cos \left(\omega_{y1}t + \frac{\pi}{k_2} \right) \right) \left(a_{y1} \sin \left(\omega_{y1}t + \frac{\pi}{k_2} \right) - a_{y2} \sin(\omega_{y2}t) \right) \\ \times \sqrt{1 - \frac{\left(a_{x1} \sin \left(\omega_{x1}t + \frac{\pi}{k_1} \right) - a_{x2} \sin(\omega_{x2}t) \right)^2 + \left(a_{y1} \sin \left(\omega_{y1}t + \frac{\pi}{k_2} \right) - a_{y2} \sin(\omega_{y2}t) \right)^2}{L^2}}. \quad (5)$$

де: k_1, k_2 – число кратності початкової фази відповідно точки O_1 та O_2 ; L – товщина приєднуваної деталі, м.

Графіки залежностей кута повороту від різних значень початкових фаз наведено на рис. 4.

З графіка видно, що залежність зміни є періодичною функцією у випадку кратних частот. На графіку кутових прискорень коливань (рис. 5) простежуються випадкові пікові значення, що досягають

$27,5 \text{ c}^{-2}$. Дане явище виникає через накладання коливань різної кругової частоти, амплітуди та підсилюється різницею початкових фаз. Наявність піків свідчать про кінематичну навантаженість різьбового з'єднання кутовими коливаннями відносно осі OZ.

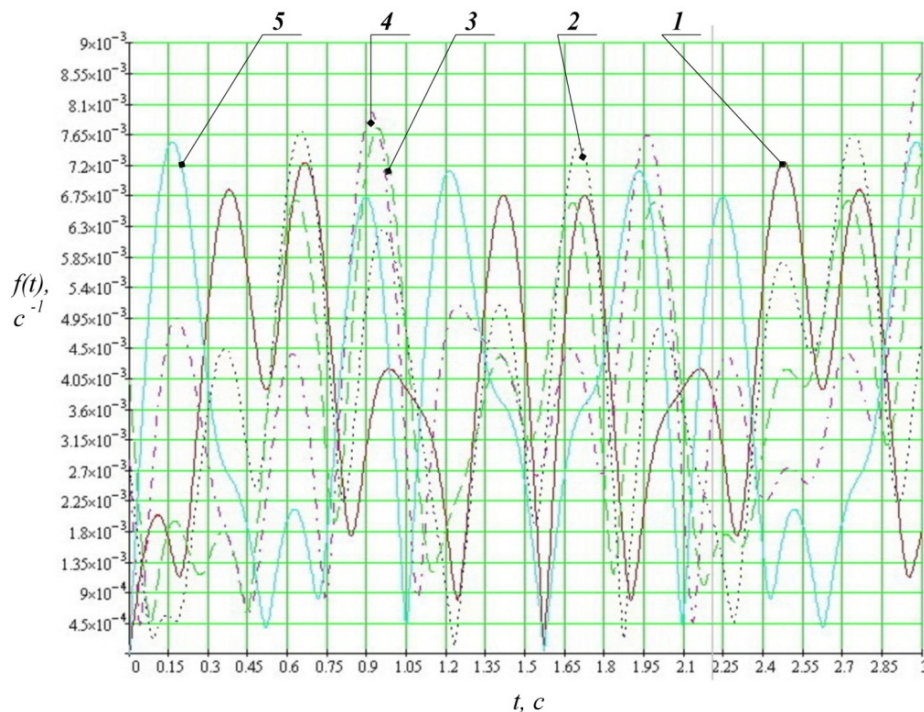


Рис. 4. Графіки залежностей кута повороту від різних значень початкових фаз: 1 – 0; 2 – $\pi/4$; 3 – $\pi/2$; 4 – $3\pi/4$; 5 – π .

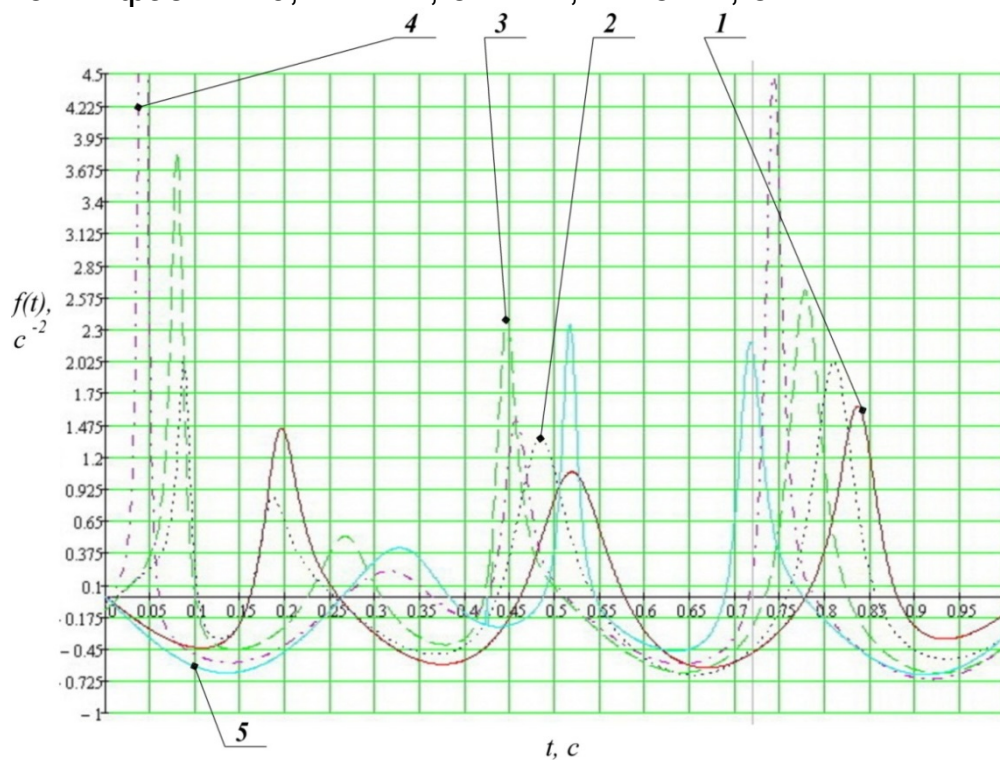


Рис. 5. Графіки залежностей кутового прискорення від різних значень початкових фаз: 1 – 0; 2 – $\pi/4$; 3 – $\pi/2$; 4 – $3\pi/4$; 5 – π .

Вираз кутового прискорення має порівняно великі розміри і в статті не наводимо. З графіка видно, що при всіх інших незмінних параметрах прискорення змінюється за спадною функцією зі збільшенням товщини приєднуваної деталі L (рис. 6).

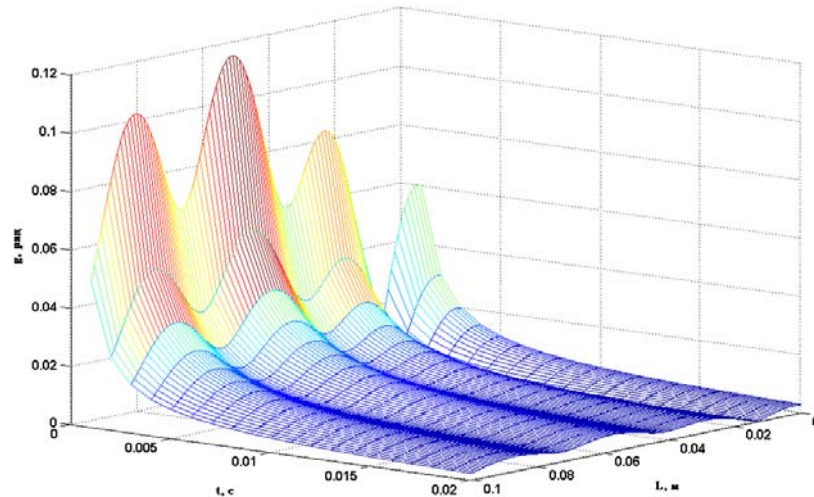


Рис. 6. Графік залежності зміни кута нахилу різьбового стрижня від товщини приєднуваної деталі та часу.

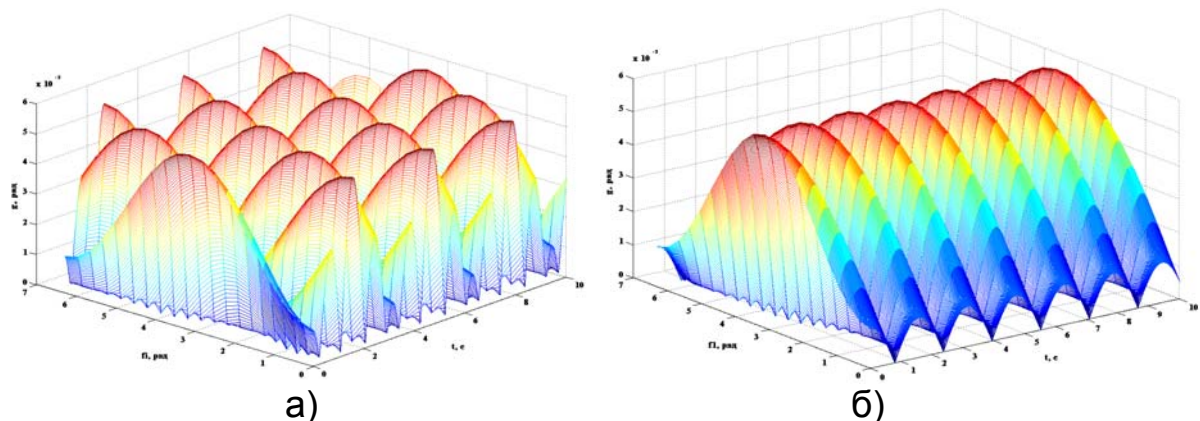


Рис. 7. Графік залежності зміни кута нахилу різьбового стрижня від частоти коливань та часу при однакових частотах (а) та кратних (б).

За однакового значення частот та нульової різниці фаз поперечних коливань по координатних площинах Ox_1y_1 та Ox_2y_2 кут повороту γ буде змінюватись з періодичною появою максимумів та мінімумів. Підвищення піків спостерігається при наявності зсуву фаз коливань. У випадку коливань кратних частот та амплітуд в точках O_1 та O_2 величина відхилення різьбового стрижня від осі OZ описується періодичною залежністю з почерговими піками (рис. 7). Мінімальні значення кутів повороту розміщуються в колі множини точок за синхронності (синфазних) переміщень точок O_1 та O_2 : коли поворот осі стрижня відсутній, виникає паралельний рух з траєкторіями опорних точок у вигляді фігур Ліссажу.

Висновки

1. Кінематичні параметри різьбових з'єднань є достатньо інформативними для практики. На основі аналізу залежностей можна судити про доцільність використання того чи іншого способу забезпечення працездатності різьбового з'єднання. Подальші дослідження з введенням у залежності крім модулів напрями векторів швидкостей та прискорень дозволять робити рекомендації про доцільність встановлення гвинтів з відповідним напрямом гвинтової лінії різьби.

2. Наявність максимумів і мінімумів на графіках прискорень періодичного чи стохастичного характеру до $27,5 \text{ рад/с}^2$ свідчить про кінематичну навантаженість різьбового з'єднання і актуалізує забезпечення точності розрахунків з'єднання на міцність і точності надання зусилля попереднього загвинчування.

3. Критичними зонами в роботі гвинтового з'єднання є моменти вищенаведених екстремумів у поєднанні з повздовжніми коливаннями різьбового з'єднання, коли фази мінімумів чи максимумів співпадають з фазами осьових вібраційних навантажень. Ці умови потребують подальшого вивчення.

Список літератури

1. Рубець А. М. Обґрунтування періодичності технічного обслуговування різьбових з'єднань зернозбиральних комбайнів. Автореферат дис. канд. техн. наук / А. М. Рубець. – К., 2009. – 20 с.
2. Михайлович Я. М. Підвищення наробітку різьбових з'єднань сільськогосподарської техніки до послаблення / Я. М. Михайлович, А. М. Рубець // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2012. – Вип. 170, ч. 2. – С. 178–185.
3. Рубець А. М. Робота болтового з'єднання сільськогосподарської техніки в умовах 3-D вібрації / А. М. Рубець // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. – Дослідницьке, 2013. – Вип. 17 (31), кн. 1. – С. 252–260.
4. Рубець А. М. Пружні коливання різьбового з'єднання в поперечному напрямку під дією двох збурюючих сил різної амплітуди, частоти та початкової фази / А. М. Рубець // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. – К., 2009. – Вип. 134, ч. 2. – С. 192–201.
5. Михайлович Я. М. Кінематичний аспект забезпечення працездатності різьбового з'єднання сільськогосподарської техніки / Я. М. Михайлович, А. М. Рубець // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2015. – Вип. 226. – С. 65–73.
6. Рубець А. М. Рух точок нейтральної лінії різьбового стрижня шпилькового з'єднання сільськогосподарської техніки під впливом поперечної вібрації / А. М. Рубець // Техніка і технології АПК. – 2014. – № 2. – С. 19–21.

References

1. Rubets', A. M. (2009). Obgruntuvannya periodychnosti tekhnichnoho obsluhovuvannya riz'bovykh z'yednan' zernozbyral'nykh kombayniv [Rationale for the

frequency of maintenance of threaded connections combine harvesters]. Avtoreferat dys. kand. tekhn. nauk. K., 20.

2. *Mykhaylovych, Ya. M., Rubets', A. M.* (2012). Pidvyshchennya narobitku riz'bovykh z'yednan' sil's'kohospodars'koyi tekhniky do poslablennya [Improving the achievements of threaded connections agricultural machinery to weakening]. Scientific Bulletin of National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Series: machinery and energetics AIC. K., Vyp. 170, ch. 2. 178–185.

3. *Rubets', A. M.* (2013). Robota boltovoho z'yednannya sil's'kohospodars'koyi tekhniky v umovakh 3-D vibratsiyi [Work bolting of agricultural machinery in the conditions of the 3-D vibration]. Technical and technological aspects of the development and testing of new equipment and technologies for agriculture of Ukraine. Doslidnyts'ke, Vyp. 17 (31), kn. 1. 252–260.

4. *Rubets', A. M.* (2009). Pruzhni kolyvannya riz'bovoho z'yednannya v poperechnomu napryamku pid diyeyu dvokh zburyuyuchykh syl riznoyi amplitudy, chastoty ta pochatkovoyi fazy [Elastic vibrations of a threaded connection in the transverse direction under the action of two disturbing forces of varying amplitude, frequency and initial phase]. Scientific Bulletin of National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. K., Vyp. 134, ch. 2. 192–201.

5. *Mykhaylovych, Ya. M., Rubets', A. M.* (2015). Kinematychnyy aspekt zabezpechennya pratsezdatsnosti riz'bovoho z'yednannya sil's'kohospodars'ki tekhniky [Kinematic aspect of ensuring the health of the threaded connection of agricultural machinery]. Scientific Bulletin of National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Series: machinery and energetics AIC. K., Vyp. 226. 65–73.

6. *Rubets', A. M.* (2014). Rukh tochok neytral'noyi liniyi riz'bovoho stryzhnya shpyl'kovoho z'yednannya sil's'kohospodars'koyi tekhniky pid vplyvom poperechnoyi vibratsiyi [Movement of the points of the neutral line of the threaded rod shank connection of agricultural machinery under the influence of transverse vibrations]. Equipment and technologies for agriculture. 2. 19–21.

КОЛЕБАНИЯ ВИНТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ ПОД ВЛИЯНИЕМ ПОПЕРЕЧНОЙ ВИБРАЦИИ

Я. Н. Михайлович, А. М. Рубец

Аннотация. Предложены аналитические зависимости кинематических параметров точек осевой линии резьбового стержня винтового соединения. Полученные результаты характеризуют кинематическую нагрузку соединения.

Кинематические параметры резьбовых соединений являются достаточно информативными для практики. На основе анализа зависимостей можно судить о целесообразности использования того или иного способа обеспечения работоспособности резьбового соединения. Дальнейшие исследования с введением в зависимости кроме модулей направления векторов скоростей и ускорений позволят делать рекомендации о целесообразности установки винтов с соответствующим направлением винтовой линии резьбы.

Наличие максимумов и минимумов на графиках ускорений периодического или стохастического характера до $27,5 \text{ рад/с}^2$ свидетельствует о кинематическую нагрузку резьбового соединения и актуализирует обеспечения точности расчетов соединения на прочность и точности предоставления усилия предварительного завинчивания.

Критическими зонами в работе винтового соединения есть моменты вышеприведенных экстремумов в сочетании с продольными колебаниями резьбового соединения, когда фазы минимумов или максимумов совпадают с фазами осевых вибрационных нагрузок. Эти условия требуют дальнейшего изучения.

Ключевые слова: резьбовое соединение, сельскохозяйственная техника, кинематика

FLUCTUATIONS OF SCREW CONNECTIONS OF AGRICULTURAL MACHINERY UNDER THE INFLUENCE OF TRANSVERSE VIBRATION

Ya. M. Mykhaïlovych, A. M. Rubets

Abstract. *The analytical dependence of the kinematic parameters of axial points of the threaded rod screw connections. The obtained results characterize the kinematic load of the connection.*

The kinematic parameters of threaded connections are informative enough for practice. Based on the dependency analysis to judge the appropriateness of a particular method of ensuring the health of the threaded connection. Further research with the introduction of the subject in addition to the modules of the vectors of velocities and accelerations will make recommendations about the feasibility of mounting screws with the appropriate direction of the helix of the thread.

The presence of maxima and minima in the graphs of accelerations periodic or stochastic character to 27.5 rad/s^2 indicates the kinematic load of the threaded connection and updates ensure accuracy of calculations of connection strength and precision the granting of a preliminary effort of screwing.

Critical areas in the work of the screw connection, there are moments of above extrema in combination with the longitudinal oscillation of the threaded connection, when the phase minimums or maximums coincide with the phase of the axial vibration loads. These conditions require further study.

Keywords: threaded connection, agricultural machinery, kinematics

RATIONALE OF CALCULATION OF PARAMETERS GRINDER-MIXER FOR SHEEP AND GOATS

Alatoom Mohammad Fayiz Ahmad
Project and Program Management (Jordan)
S. S. Karabinesh

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
e-mail: karabinioshss@ukr.net

Annotation. *There is structural graph showing the relationship of the modules in the grinder mixer forage for their effective use in the production of value in the design of this type of equipment in the construction department in the article. From a structural graph shows that the maximum amount of interaction with the modules of the mixer-grinder mixer belongs to feed continuous and vibrating feeder. Because the quality of the mixture depends on the operation of the mixer, namely the improvement of the mixing part of the mixer-chopper lead to improved performance of the whole machine.*

Experience shows that the failure load in the diet is not enough to ensure a constant separation of the particles. In order to ensure this effect using a mixer working bodies need to create an additional braking force components of the mixture. Breaking load in feed enough to maintain a constant separation of the particles, so to ensure this effect, with the help of the working bodies of the mixer, you must create an additional breaking force. You must overcome the force of the clutch elements of feed mixture for effective mixing succulent fodder with coarse and concentrated component, y with a specific breaking load sufficient to separate its components. The ratio of adhesion strength to a specific breaking load generated by the weight force, is one measure that shows how many times the additional breaking force must be greater than the mass of the material. This technique is the basis for the development of these machines and their working groups. The results of theoretical developments are of great practical interest for development of the conditions of small cattle in the south of Ukraine and Jordan.

Keywords: *feed mixer, feed, forage mixture, the coefficient of friction, livestock requirements*

Introduction. Improving the efficiency of the process of mixing of feed for the sheep and goats can be achieved by applying the mixing of the working body. Such a body is able to qualitatively move groups of different sizes of particles from one position to another [1–4, 6].

In addition, effective mixer should provide a continuous process with minimal cost of energy and labor. It is also important to take into account the fact that the quality ration can be obtained only from the ground components, the dimensions of which correspond to the zoo technical requirements [5, 7].

Formulation of problem. So now an urgent task is to ensure that the livestock industry of Ukraine and Jordan prepare forage new appliances, including mixers and feed. To achieve this objective it is necessary a deeper study of the process of preparation of multicomponent forage mixtures, as well as ways to reduce energy and material consumption in the process.

Analysis of recent research results. In [1, 6–15] revealed the main provisions of the theory of blending, systematization and refinement of process parameters and design of mixers.

Technology calculation of mixers provides the definition of supply and capacity, the need for them to drive, as well as the main design parameters: the size of the container, the size and speed of working organs [3, 4].

Qualitative analysis of the movement of the bulk material in the drum with a blade attachment is made in [15]. In particular, when mixing distinguished: rubble movement, the movement together with the blade, the blade movement, free fall from the blade. Accounting for these factors, only clearly insufficient in the development of modern faucets.

Developed [16–18] differential equations of motion of a material point, describing every move that simplify the design work, but allow for practical calculations with sufficient accuracy.

A system of nonlinear differential equations that describe the movement of product particles on the surface of the cone rotating at a constant angular velocity about a vertical axis [19]. Unfortunately, other sectional profiles were studied in inadequately unify and prevent settlement system.

Analysis of published data shows [7, 9, 10] that the most appropriate mixing process to explore the theoretical and experimental way, but it is necessary to theoretically justify structural and technological parameters of the working body of the mixer, which comprises mixing components will effectively move, alternately changing its position array [8, 11], which is not done.

Thus, the analysis of literary sources and the practice of growing small cattle show at the absolute relevance of the elements of theoretical studies of the process of creating equipment for mixing feed mixtures.

Purpose of research. The purpose of work is to carry out theoretical studies of the process of mixing of feed for the sheep and goats and to develop mathematical models that adequately describe the technological process of preparation of a three-component feed mixture.

To achieve this goal it is necessary to solve the following tasks:

- On the basis of theoretical and experimental studies to develop and create a structural graph showing the relationship of modules in the feed grinder-mixer for efficient use of their production;
- Theoretically justify the process of mixing coarse, succulent and concentrated feed, as well as the parameters of the working bodies of the mixer is an independent module universal grinder-mixer.

Results of research. In the process of theoretical studies adopted a working hypothesis about the possibility of using the mixer feeds a continuous rotating hopper. The hopper consists of two truncated cones connected by smaller bases, on the inner surface of which is secured wrapped, complete with blades. The blades are set at a distance from one another with an extension cord that allows you to effectively mix the course, juicy, concentrated and feed, as well as receive a homogeneous feed mixture.

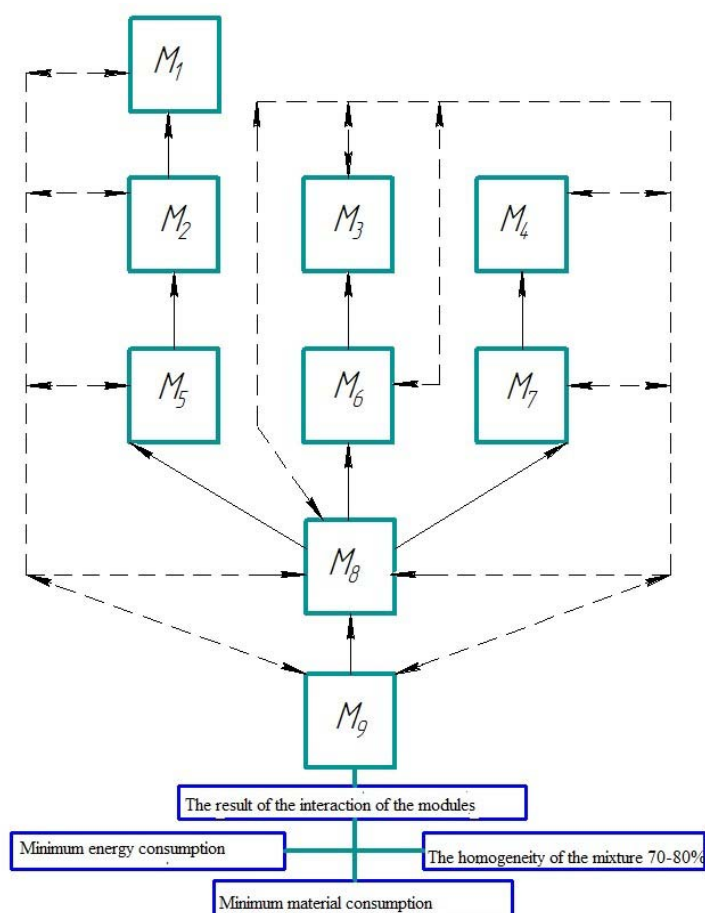


Fig. 1. Structural graph showing the relationship of the modules in the grinder-mixer feed: M_1 – chopper roughage; M_2 – elevator broken rice roughage; M_3 – succulent fodder chopper; M_4 – chopper concentrated feed; M_5 – dispenser chopped roughage; M_6 – dispenser of crushed succulent feed; M_7 – dispenser of crushed concentrated feed; M_8 – vibrating feeder mixer; M_9 – mixer continuous feed; attitude of submission and subordination; ratio of the interaction.

For a visual representation of the circuit modules interaction and analysis of the entire machine is proposed structural graph (Fig. 1). From a structural graph shows that the maximum amount of interaction with the modules of the mixer-grinder mixer belongs to feed continuous and vibrating feeder. Because the quality of the mixture depends on the operation of the mixer, namely improving the mixing of the mixer-grinder will result in improving the efficiency of the entire machine as a whole.

To develop a plan of theoretical studies, based on our analysis, it is necessary to highlight the most significant structural and technological parameters that influence the feed mixer efficiency continuous (Fig. 2).

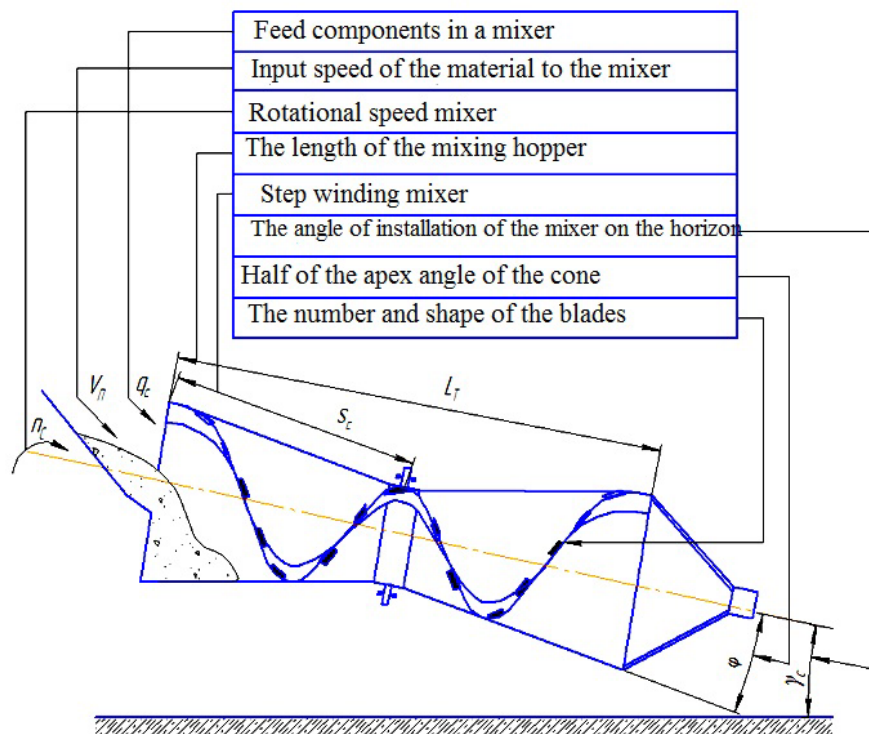


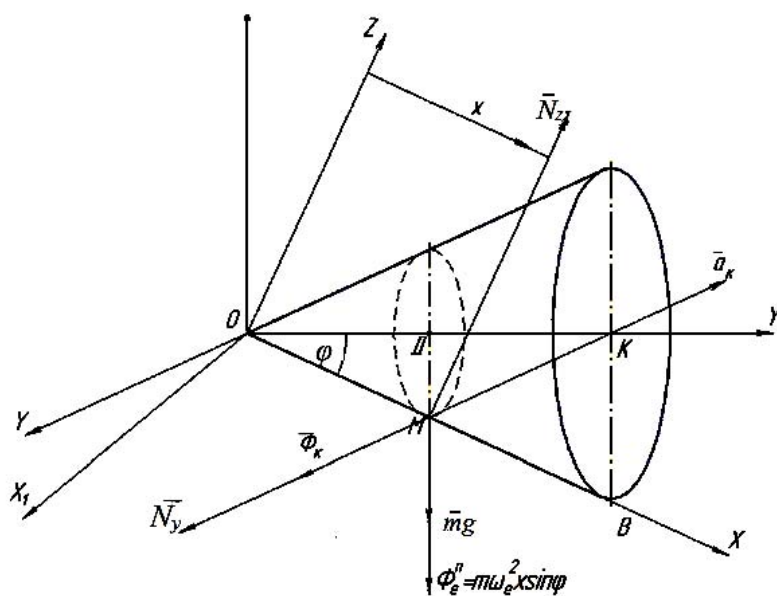
Fig. 2. The theoretical justification of the research plan.

Input to the mixer speed of the material depends on the mode vibrating feeder M8 (Fig. 1). Maximum performance Q_f vibrating feeder must be less than or equal to the performance of a continuous feed mixer Q_{com} and hence the translational speed of descent of the material with a vibrating pan feeder v_n must be less than or equal to the speed of material moving along a mixer V_f hopper mixer.

When solving a differential equation, which describes the movement of the mixture in the hopper, the entry speed of the material to the mixer should be adopted for the initial conditions.

Hopper speed must provide the mode of operation, in which the bulk of the material will be moved to the winding blades and cone hopper surface will facilitate movement. Blender hopper length should be such that a change in position that alternately layers will be as many times as

Performance conical surface is determined from the following considerations (see Fig. 3).



It is necessary to find the relative velocity of a point M at time segment OB, when the distance $OM = L$, and to determine what force provides the pressure point M on the segment OB at this time.

The mass of the point M is m_j . Movement of the point M along the guide OB, which moves relative movement is a relative velocity and relative acceleration rotary movement guide OB is a portable motion with an angular velocity

Consider the relative motion of the point M. We introduce a moving XYZ coordinate system with its origin at the point O, and list the forces that act on the point M in its relative motion [19–21]:

- gravity $G = m \times \bar{g}$;
- OB reaction rail $\bar{N} = \bar{N}_y + \bar{N}_z$;
- Inertia translational motion;
- Inertia of the Coriolis force $F_k = -m \times \bar{a}_k$;
- friction force $F_{tr} = P \times n_{dtr}$; In this case, P – normal pressure force.

In a figurative point M movement rotates uniformly around the circumference relative OY_1 axis. In this case, a portable acceleration consists of only one normal acceleration $F_{tr} = P \times n_{dtr}$; MD, where MD – rotation radius of the point M with respect to the axis OY_1 :

$$MD = x \times \sin\varphi, \quad (1)$$

where: φ – half of the apex angle of the cone, $\varphi = \text{const}$.

Since the acceleration is directed along the radius to the point D, portable inertial force F_n^n directed along the radius of the MD in the opposite direction from the portable acceleration $\bar{a}_n^n$:

$$\bar{F}_e^n = m \times \omega_e^2 \times x \times \sin\varphi. \quad (2)$$

From the expression (2) that a portable inertial force F_n^n depends on the coordinate x - point accommodation M.

Acceleration and direction module is defined by the formula [23]:

$$\bar{a}_k = 2 \times (\bar{\omega}_e \times \bar{V}_r). \quad (3)$$

The vector carrying the angular velocity is directed from the origin on the axis of rotation OY_1 , the relative velocity is directed along the rail OB. By the rule of the vector product of the Coriolis acceleration vector is directed perpendicular to the plane of OBK in the opposite direction towards the axis OY.

The Coriolis force of inertia is directed in the direction opposite to the direction of acceleration:

$$a_n = 2 \times \omega_n \times V_r \times \sin(180^\circ - \varphi). \quad (4)$$

The frictional force in the opposite direction from the direction of movement of the point M along the track.

Let us write the fundamental law of the relative motion of point M:

$$m \times \bar{a}_{r_n} = \bar{G} + \bar{F}_n^n + \bar{F}_n + \bar{N} + \bar{F}_{nn}. \quad (5)$$

We project the expression (5) on the coordinate axes OXYZ:

$$\begin{cases} m \times a_{r_x} = m \times g \times \sin \varphi + F_e^n \times \sin \varphi - m \times g \times K_{dtr} \times \cos \varphi; \\ 0 = F_k + N_y; \\ 0 = m \times g \times \sin \varphi + N_z. \end{cases} \quad (6)$$

Since the particle moves along the feed generator is not only sliding, but also rolling, the strength of the particles forming the normal pressure is reduced by the characterizing rolling.

Rolled power [19, 20]:

$$Q = \frac{\kappa}{r_i} \times P, \quad (7)$$

where: κ – coefficient of rolling friction mm; r_i – the radius of the feed particles, mm.

Since the action of sliding friction force is reduced by the amount of force being rolled, then:

$$F_{mp} = \left(1 - \frac{\kappa}{r_i} \right) \times P \times K_{dtr}. \quad (8)$$

The relative acceleration [20]:

$$F_{mp} = \left(1 - \frac{\kappa}{r_i} \right) \times P \times K_{dtr}. \quad (9)$$

Substituting equation (2), (4) and (9) in the first expression (6):

$$\begin{aligned} \frac{m \times V_r dV_r}{dx} &= m \times g \times \sin \varphi + m \times \omega_e^2 \times \\ &\times x \times \sin^2 \varphi - \left(1 - \frac{\kappa}{r_i} \right) \times m \times g \times K_{dtr} \times \cos \varphi. \end{aligned} \quad (10)$$

Divided into m :

$$\begin{aligned} \frac{V_r dV_r}{dx} &= g \times \sin \varphi + \omega_e^2 \times x \times \\ &\times \sin^2 \varphi - \left(1 - \frac{\kappa}{r_i} \right) \times g \times K_{dtr} \times \cos \varphi. \end{aligned} \quad (11)$$

The mathematical transformation:

$$\begin{aligned} V_r dV_r &= \\ &= \left(g \times \sin \varphi + \omega_e^2 \times x \times \sin^2 \varphi - \left(1 - \frac{\kappa}{r_i} \right) \times g \times K_{dtr} \times \cos \varphi \right) dx, \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \int V_r dV_r &= \\ &= \int \left(g \times \sin \varphi + \omega_e^2 \times x \times \sin^2 \varphi - \left(1 - \frac{\kappa}{r_i} \right) \times g \times K_{dtr} \times \cos \varphi \right) dx, \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} \frac{V_r^2}{2} = & g \times \sin\varphi \times x + \omega_e^2 \times \sin^2\varphi \times \frac{x^2}{2} - \\ & - \left(1 - \frac{\kappa}{r_i}\right) \times g \times K_{dtr} \times \cos\varphi \times x + C, \end{aligned} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \frac{V_r^2}{2} = & g \times \sin\varphi \times x + \frac{1}{2} \times \omega_e^2 \times \sin^2\varphi \times \\ & \times x^2 - \left(1 - \frac{\kappa}{r_i}\right) \times g \times K_{dtr} \times \cos\varphi \times x + C, \end{aligned} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} V_r^2 = & 2 \times g \times \sin\varphi \times x + \omega_e^2 \times \sin^2\varphi \times \\ & \times x^2 - 2 \times \left(1 - \frac{\kappa}{r_i}\right) \times g \times K_{dtr} \times \cos\varphi \times x + C. \end{aligned} \quad (16)$$

Thus, the relative speed is determined by the formula:

$$V_r = \sqrt{2 \times g \times \sin\varphi \times x + \omega_e^2 \times \sin^2\varphi \times x^2 - 2 \times \left(1 - \frac{\kappa}{r_i}\right) \times g \times K_{dtr} \times \cos\varphi \times x + C}. \quad (17)$$

where: x – distance traveled by point M from the beginning of movement.

We find the pressure force Q of M on the guide.

This requires the reaction N_y and N_z of expression (6).

$$N_y = -m \times \omega_n \times V_r, \quad (18)$$

$$N_z = -m \times g, \quad (19)$$

$$Q = N = \sqrt{N_y^2 + N_z^2}. \quad (20)$$

Thus, the solution of differential equations can determine the speed of movement of the point M, the distance traveled and the acting forces.

The constant of integration (C) takes into account the fact that the feed components enter the mixer from the boot vibrating chute with an initial linear velocity of 0,15 m/s, which is set empirically.

Consequently:

$$V_r = \sqrt{2 \times g \times \sin\varphi \times x + \omega_e^2 \times \sin^2\varphi \times x^2 - 2 \times \left(1 - \frac{\kappa}{r_i}\right) \times g \times K_{dtr} \times \cos\varphi \times x + 0,15}. \quad (21)$$

Performance cone rotating mixer - the ability to move a certain amount of mixture per unit time t with V_f rate determined from the expression (17).

$$Q_T = \xi \times \rho_c \times S_2 \times V_r, \quad (22)$$

where: ξ – coefficient of filling of the smallest cross section of the cone; ρ_s – density of the mixture in kg/m^3 ; S_2 – the area of the smallest cross section of the cone, m^2 .

Based on (21) and (22):

$$Q_T = \xi \times \rho_c \times S_2 \times \sqrt{2 \times g \times \sin\varphi \times x + \omega_e^2 \times \sin^2\varphi \times x^2 - 2 \times \left(1 - \frac{\kappa}{r_i}\right) \times g \times K_{dtr} \times \cos\varphi \times x + 0,15}. \quad (23)$$

This expression is unknown component flow area. sectional area of the flow of the mixture:

$$S_2 = S_{seg} + S_f, \quad (24)$$

where: S_{seg} – segment area, m^2 ; S_f – area of the figure formed by a curve, the circle and the vertical passing through the point (x_6, y_6) , m^2 .

Segment area [21]:

$$S_{seg} = \frac{R_o^2}{2} \times \left(\frac{\pi\mu}{180} - \sin\mu \right), \quad (25)$$

where: R_o – circle radius, m ; μ – the angle between the lines connecting the center with the points of intersection and intersecting circles grad.

The trajectory of the outer layers of the particles is a curve described by a parabola.

Consequently, S_f area can be determined from the expression:

$$S_f = \int_{n_n}^{n_1} \left(\int_{-\sqrt{R_o^2 - x^2}}^{nn^2 + bn + n} dy \right) dx. \quad (26)$$

The expanded form:

$$S_f = \int_{n_n}^{n_1} \left(nn^2 + bn + n + \sqrt{R_o^2 - x^2} \right) dx, \quad (27)$$

Combining (24), (25) and (28) we obtain:

$$S_2 = \frac{R_o^2}{2} \times \left(\frac{\pi\mu}{180} - \sin\mu \right) + \int_{x_6}^{x_1} \left(ax^2 + bx + c + \sqrt{R_o^2 - x^2} \right) dx. \quad (28)$$

Coordinates x_1 found from the condition that the straight line joining the point (x_6, y_6) , and point A. Therefore:

$$S_2 = \frac{R_o^2}{2} \times \left(\frac{\pi\mu}{180} - \sin\mu \right) + \frac{-2 \times \kappa \times c_l + \sqrt{D}}{2 \times (1 + \kappa^2)} \int_{-\frac{b}{2a}}^{\frac{b}{2a}} \left(ax^2 + bx + c + \sqrt{R_o^2 - x^2} \right) dx. \quad (29)$$

Combining (22) and (29) we obtain:

$$Q_t = \xi \times \rho_c \times \frac{R_o^2}{2} \times \left(\frac{\pi\mu}{180} - \sin\mu \right) + \frac{-2 \times \kappa \times c_l + \sqrt{D}}{2 \times (1 + \kappa^2)} \int_{-\frac{b}{2a}}^{\frac{b}{2a}} \left(ax^2 + bx + c + \sqrt{R_o^2 - x^2} \right) dx \times \sqrt{2 \times g \times \sin\varphi \times x + \omega_y^2 \times \sin^2\varphi \times x^2 - 2 \times \left(1 - \frac{\kappa}{r_i} \right) \times g \times K_{dir} \times \cos\varphi \times x + 0,15}. \quad (30)$$

On the basis of (21) it is necessary to calculate the traffic cones performance under such conditions, in which the feed mixture will be stable move, but moved to the minimum volume. This need is due to the fact that in terms of mixing layers, the bulk of the material should be

moved wrapped with blades and the cone should contribute to the movement, providing sliding and rolling particles.

On the basis of the calculation of the model (30) the dependence of the performance of the rotating cone mixer when the above conditions. When solving a differential equation, which describes the movement of the mixture in the hopper, the entry speed of the material in the mixer is taken as the initial conditions.

The calculation incorporated the following parameters: the length of the cone of 0,75 m, the maximum and minimum diameter of the cone 0,5 and 0,25 m, respectively, the helical pitch of 0,75 m, height 35 mm winding. Mixer installation angle relative to the horizon regulates the transport capacity of the cone, which should be in the range of rational values, in which the bulk of the material will be moved to the winding blades.

Half apex angle of the cone in combination with the dimensional parameters of the cone determines the magnitude and the magnitude of the inertial forces involved in the process of moving the component of the force of gravity. On this basis, it can be argued – this parameter is important and requires a scientific substantiation of its rational meaning.

Empirically found that each 5 degree rise (lowering) of the spiral casing leads to a decrease (increase) in the spiral productivity 1,5–3,0%. This is due to a decrease (increase) in working of the spiral length. The proposed and tested in industrial conditions feed mixer design with a continuous rotating hopper, inner cone surface of which is equipped with a wound to the shoulder blades and extensions.

The calculation showed that half of the apex angle of the cone φ should be 12 degrees. From the above:

$$Q_c = 0,125 \times \varepsilon_z \times (D_p^2 - D_{cp}^2) \times s_c \times \omega_c \times \rho_c \times f_h \times \frac{l_{pc}}{l_{oc}}. \quad (31)$$

Since the winding is completed L-shaped blades, and the blades are set at a distance from one another, the transport ability of the helix will be reduced. One part of the feed mixture layer will be raised to the height of the blades greater than the angle of repose of its components and peppered, and the other part oscillate at a variable radius with a simultaneous axial movement. The maximum capacity of vibrating feeder Q_p must be less than or equal to the performance of the mixer feeds a continuous Q_{com} , and, consequently, the forward speed of descent of the material from the vibratory feeder tray v_n must be less than or equal to the speed of the material moving along a generator bunker V_f mixer.

Analysis of mathematical models allows us to conclude that half of the apex angle of the cone φ should be 12 degrees, and the bunker speed of 20 rev/min. The overall performance of the mixer will be 0,122 kg/s.

Conclusions

1. On the basis of theoretical and experimental studies designed structural graph showing the relationship of the modules in the grinder mixer forage for their effective use in the production of value in the design of this type of equipment in the construction department. Because the quality of the mixture depends on the operation of the mixer, namely the improvement of the mixing part of the mixer-chopper lead to improved performance of the whole machine. To improve the quality of mixing winding cone mixer is provided not only L-shaped blades and rectangular extensions, which allows the feed mixture to raise the layers at different heights from h_1 to h_3 .

2. Theoretically grounded process of mixing coarse, succulent and concentrated feed, as well as gives the parameters of working bodies of the mixer. At the same time the necessity of using an independent module design scheme of universal grinder-mixer, which is the basis for the development and validation of designs shredder feed of base feeding of sheep and goats. the bulk of the material should be moved wrapped with blades and the cone should contribute to the movement, providing sliding and rolling particles.

References

1. *Holodyuk, V.* (2010). Theoretical and experimental research shredders with rotary knives. Scientific and technical progress in the development of machinery and mechanization of agricultural materials: nauk.-tech. conf. Conferences. Vinnytsia national agrarian university, 45–56. <http://repository.vsau.org/card.php?id=1784>.
2. *Komkov, V. M., Lysenko, V. N.* (2014). Features of technological line processing in animal feed stem at the energy balance of the process. Bulletin of Sumy National Agrarian university. Seriya "Mechanization and automation of production processes". issue 11 (26), 83-86. http://www.promelectro.com/page-production_2.html?locale=ua
3. Pat. 70668 Ukraine, V02S18 IPC. 06. Wood-feed mixer. Brahinet, M. V., Bakharev, D. M., Atum Mohammad al . patent owner Lugansk National Agrarian university. 201113043. appl. 07.11.2011. publ. 25.06.2012., bull. №12.
4. *Kudinov, E. I., Boiko, I. G.* (2013). Analysis methods of grinding grain feed on their energy content. KNTUA, Bulletin 273, 198-204. www.khntusg.com.ua/files/sbornik/vestnik_95/6.pdf.
5. Feeding sheep // (Electronic Resource). Access: <http://zhivotnovodstva.net/index/2-4.html>.
6. *Harabazhyu, A. A., Levchanskyy, E. Y., Levchanskyy, A. E.* (2000). Energysaveed rotary-centrifugal mill for fine grinding and wet lumpy materials. Proceedings of the National Academy of Sciences of Belarus. Seryu fiz.-tech. Science, 2, 125–131.
7. *Berd John.* (2008). Engineering Mathematics. M.: Publishing Home "Dodeka XXI», 544.
8. *Bargo, F., Muller, L. D., Delahoy, J. E., Cassidy, T. W.* (2002). Performance of high producing dairy cows with three different feeding systems. J. Dairy Science Vol. 85, 11, 2948–2963. <http://extension.psu.edu/animals/import/dairy/nutrition/pdf/supplementing-pasture-withtmr.pdf>.

9. Volvak, S. F. (1998). Justification process and operating parameters of the flexible compact universal prepare fodder grinding unit in option roughage: Dis candidate. Sc. Sciences: 05.20.01. Lugansk: LSHI, 244.
10. The continuous-running fodder mixer (2013). Mohammad Alatum. Materialy IX International praktickal conference «Introduction a technology: step to future – 2013». Praha: PH «Education and Science». Dil 24, 16–19.
11. Zikovych, S. N., Zheltunov, M. G. (2006). In principle scheme foodstuff pellet production from mixture green fire-proof compounds fodder crops and forage. Bulletin of the State Agrarian University Altay, number 3 (23), 66–68.
12. Sementsov, V. I. (2008). Justification process parameters enrichment of fodder biologically active fodder additives centrifugal mixer: Dis Candidate Sc. Sciences: 05.05.11. Kharkiv, 186.
13. Brahynets, N. V., Bahar, D. N., Mohammad Al-Atum. (2014). Theoretical Studies indicators power machinery work continuously stern action mixer. Journal of Kharkov National Technical University of Agriculture Petro Vasilenko. Technical livestock systems and technologies. Issue 144. Kharkov: KNTUA, 189–195.
14. Pivovar, V. S., Gnatyuk, G. P. (2008). New technologies forage mixture preparation and distribution on cattle farms. MEAT cause: Each month industrial-Journal. 1, 66–69.
15. Nazarov, S. I., Bober, A. A. (1989). Improved grinder-mixer stern [Text]. Tractors and choppers machines, 5, 39–40.
16. Hermezov, D. M. (2006). Application forage distributor - mixer - Increase productivity pledge horned cattle. Technique APK, 4, 46–47.
17. Novytskyi, A. V. (2015). Study probability infallibility funds for work and will make distributed as system of „Man-Machine” [Text]. Motrol. Lublin, Vol. 16, 3, 96–102.
18. Karabinesh S. S. (2016). Holography. Control of quality parts. [Text]. Germany, Berlin, Saabryuken, LAP, 213.
19. Bratishko, V. V. (2007). Justification process of two-stage crusher and parameters of green fodder for pigs and water fowl. dis Candidate Sc. Sciences: 05.05.11. Glevaha, 169.
20. Bratishko, V. V. (2005). Search rational design of green chopper feed // Scientific Bulletin of Lviv National Academy of Veterinary Medicine. Named by S. Z. Ġzhytskoho. Volume 7, 4 (27). Part 1. Lviv: LKT LNAVM, 3–9.
21. Konoplyn, A. N. (2008). Improvement processes centrifugal separation of bulk materials: Dis. Candidate Sc. Sciences: 05.20.01. Voronezh, 144.

ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ КОРМОЗМІШУВАЧІВ ДЛЯ ДРІБНОЇ ХУДОБИ

Альатум Мохаммад Фаїз Ахмад, С. С. Карабиньош

Анотація. З структурного графа впливає, що максимальна кількість взаємодій з модулями подрібнювача-змішувача належить змішувача кормів безперервної дії і його вібраційному живильнику. З огляду на те, що якість суміші залежить від роботи змішувача, то вдосконалення саме змішує частини подрібнювача-змішувача призведе до підвищення ефективності роботи всієї машини в цілому.

Досвід показує, що руйнівне навантаження в кормі недостатнє для забезпечення постійного розділення частинок.

Для того щоб забезпечити цей ефект за допомогою робочих органів змішувача, необхідно створити додаткове зусилля гальмування компонентів суміші. Для забезпечення даного ефекту, за допомогою робочих органів змішувача, необхідно створити додаткове руйнівне зусилля. Для ефективного змішування соковитих кормів з грубою і концентрованою складовою, необхідно подолати силу зчеплення елементів кормосуміші з питомим розривним навантаженням достатнім для розділення її компонентів. Співвідношення адгезійної міцності до питомої руйнівного навантаження створюваної силою ваги, є тією мірою, яка показує, у скільки разів додаткове руйнівне зусилля повинно перевищувати масу матеріалу. Це становить основу методики для розробників таких машин і їх робочих органів. Наведені результати теоретичних розробок мають значний практичний інтерес для умов розвитку малого скотарства на півдні України.

Ключові слова: кормозмішувач, корми, кормова суміш, коефіцієнт тертя, зоотехнічні вимоги

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ КОРМОСМЕСИТЕЛЕЙ ДЛЯ МЕЛКОГО СКОТА

Альатум Мохаммад Фаиз Ахмад, С. С. Карабинеш

Аннотация. Из структурного графа следует, что максимальное количество взаимодействий с модулями измельчителя-смесителя принадлежит смесителю кормов непрерывного действия и его вибрационному питателю. Ввиду того, что качество смеси зависит от работы смесителя, то совершенствование именно смешивающей части измельчителя-смесителя приведет к повышению эффективности работы всей машины в целом.

Опыт показывает, что разрушающая нагрузка в корме недостаточна для обеспечения постоянного разделения частиц. Для того чтобы обеспечить этот эффект с помощью рабочих органов смесителя, необходимо создать дополнительное усилие торможения компонентов смеси. Разрушающей нагрузки в кормах недостаточно для обеспечения постоянного разделения частиц, поэтому для обеспечения данного эффекта, при помощи рабочих органов смесителя, необходимо создать дополнительное разрушающее усилие. Для эффективного смешивания сочных кормов с грубой и концентрированной составной, необходимо преодолеть силу сцепления элементов кормосмеси с удельной разрывной нагрузкой достаточной для разделения её компонентов. Отношение адгезионной прочности к удельной разрушающей нагрузки создаваемой силой веса, является той

мерой, которая показывает, во сколько раз дополнительное разрушающее усилие должно превышать массу материала. Это составляет основу методики для разработчиков таких машин и их рабочих органов. Приведенные результаты теоретических разработок имеют значительный практический интерес для условий развития малого скотоводства на юге Украины.

Ключевые слова: кормосмеситель, корма, кормовая смесь, коэффициент трения, зоотехнические требования

УДК 631.333.6

ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ РОЗКИДНОГО ПРИСТРОЮ МАШИНИ ДЛЯ ВНЕСЕННЯ ТВЕРДИХ ОРГАНІЧНИХ ДОБРІВ

О. П. Деркач, кандидат історичних наук

І. В. Харченко, студент

e-mail: oleksiy.derkach@gmail.com

Анотація. Впровадження інтенсивних технологій вирощування сільськогосподарських культур вимагає підвищення родючості ґрунту за рахунок внесення добрив і хімічних меліорантів.

Органічні добрива включають речовини тваринного чи рослинного походження. До них належать: гній, гноївка, торф, компости, рослинна маса (сидерати).

Кількість і якість органічної речовини в ґрунті – гумусу в основному визначає властивості ґрунту: рівень потенційної родючості, водний режим, ступінь аерації, ємність поглинання, буферність та інші.

Обробіток сільськогосподарських культур викликає зниження вмісту гумусу, а отже і родючості ґрунту. Внесення необхідних норм гною забезпечує підтримання рівня гумусу на вихідному рівні.

Важливим фактором підвищення родючості ґрунту є якісне внесення органічних добрив, тому удосконалення технічних засобів для їх внесення є актуальним питанням. Існуючі розкидні пристрої кузовних машин для внесення твердих органічних добрив не в повній мірі задовольняють агротехнічним вимогам по якості подрібнення та рівномірності розподілу добрив по полю. Розроблено конструкцію машини для внесення твердих органічних добрив з розкидним пристроєм, барабани якого встановлені під кутом 45° до напрямку руху і обладнані змінними зубами.

© О. П. Деркач, І. В. Харченко, 2016

мерой, которая показывает, во сколько раз дополнительное разрушающее усилие должно превышать массу материала. Это составляет основу методики для разработчиков таких машин и их рабочих органов. Приведенные результаты теоретических разработок имеют значительный практический интерес для условий развития малого скотоводства на юге Украины.

Ключевые слова: кормосмеситель, корма, кормовая смесь, коэффициент трения, зоотехнические требования

УДК 631.333.6

ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ РОЗКИДНОГО ПРИСТРОЮ МАШИНИ ДЛЯ ВНЕСЕННЯ ТВЕРДИХ ОРГАНІЧНИХ ДОБРІВ

О. П. Деркач, кандидат історичних наук

І. В. Харченко, студент

e-mail: oleksiy.derkach@gmail.com

Анотація. Впровадження інтенсивних технологій вирощування сільськогосподарських культур вимагає підвищення родючості ґрунту за рахунок внесення добрив і хімічних меліорантів.

Органічні добрива включають речовини тваринного чи рослинного походження. До них належать: гній, гноївка, торф, компости, рослинна маса (сидерати).

Кількість і якість органічної речовини в ґрунті – гумусу в основному визначає властивості ґрунту: рівень потенційної родючості, водний режим, ступінь аерації, ємність поглинання, буферність та інші.

Обробіток сільськогосподарських культур викликає зниження вмісту гумусу, а отже і родючості ґрунту. Внесення необхідних норм гною забезпечує підтримання рівня гумусу на вихідному рівні.

Важливим фактором підвищення родючості ґрунту є якісне внесення органічних добрив, тому удосконалення технічних засобів для їх внесення є актуальним питанням. Існуючі розкидні пристрої кузовних машин для внесення твердих органічних добрив не в повній мірі задовольняють агротехнічним вимогам по якості подрібнення та рівномірності розподілу добрив по полю. Розроблено конструкцію машини для внесення твердих органічних добрив з розкидним пристроєм, барабани якого встановлені під кутом 45° до напрямку руху і обладнані змінними зубами.

© О. П. Деркач, І. В. Харченко, 2016

Теоретично обґрунтовано параметри розкидного пристрою, що більш якісно подрібнює та розподіляє тверді органічні добрива по поверхні поля, при цьому ширина їх внесення значно збільшується, а отже зростає й продуктивність машини.

Ключові слова: *тверді органічні добрива, розкидач, подрібнювально-розкидний барабан, зуби барабана, транспортер*

Постановка проблеми. Впровадження інтенсивних технологій вирощування сільськогосподарських культур вимагає підвищення родючості ґрунту за рахунок внесення добрив і хімічних меліорантів.

Органічні добрива включають речовини тваринного чи рослинного походження. До них належать: гній, гноївка, торф, компости, рослинна маса (сидерати) [1].

Кількість і якість органічної речовини в ґрунті – гумусу в основному визначає властивості ґрунту: рівень потенційної родючості, водний режим, ступінь аерації, ємність поглинання, буферність та інші [2].

Обробіток сільськогосподарських культур викликає зниження вмісту гумусу, а отже і родючості ґрунту. Внесення необхідних норм гною забезпечує підтримання рівня гумусу на вихідному рівні.

Довготривале застосування органічних добрив покращує фізико-механічні властивості ґрунту: збільшує запас поживних речовин, зменшує кислотність, підвищує буферність ґрунту, вологоємність і водонепроникність, збагачує ґрунт мікрофлорою, підсилює його біологічну активність та виділення вуглекислоти, зменшує опір ґрунту при механічному обробітку, створює оптимальні умови для мінерального живлення рослин.

Відомі розкидачі кузовного типу не задовольняють агротехнічним вимогам з рівномірності розподілу добрив по поверхні поля та їхнього подрібнення перед розкиданням.

Отже обґрунтування параметрів розкидного пристрою, що більш якісно подрібнює і розкидає органічні добрива є актуальним питанням.

Аналіз останніх досліджень. Значний вклад у формування наукових основ з дослідження процесів машин для внесення органічних добрив зробили вчені: М.К. Лінник, Г.А. Голуб, А.А. Гудков та інші [3, 4, 5]. Аналіз процесу поверхневого внесення твердих органічних добрив показав, що ще існує багато питань, особливо ті, що стосуються подрібнення та розподілу добрив по поверхні поля, які необхідно дослідити.

Мета досліджень. Теоретично обґрунтувати та розробити конструкцію розкидного пристрою машини для внесення твердих органічних добрив, що більш якісно подрібнює добрива та має більшу ширину їх розкидання по поверхні поля.

Результати досліджень. Аналіз досліджень та публікацій, що стосується розкидних пристроїв кузовних машин для поверхневого внесення твердих органічних добрив, дозволив запропонувати розкидний пристрій, що переважає відомі пристрої за якістю подрібнення та продуктивністю.

Машина з таким пристроєм складається з кузова 1 (рис. 1,а,б), транспортера 2, розкидного пристрою, ходової частини 3 (рис. 1,а), рами та причіпного пристрою 12. Розкидний пристрій складається з двох верхніх 4 (рис. 1,а) та двох нижніх 6 подрібнювально-розкидних барабанів, що встановлені горизонтально під кутом 45° до напрямку руху машини (рис. 1,б). Вісь верхнього барабана зміщена вперед відносно осі нижнього барабана на величину $0,6$ діаметра барабана.

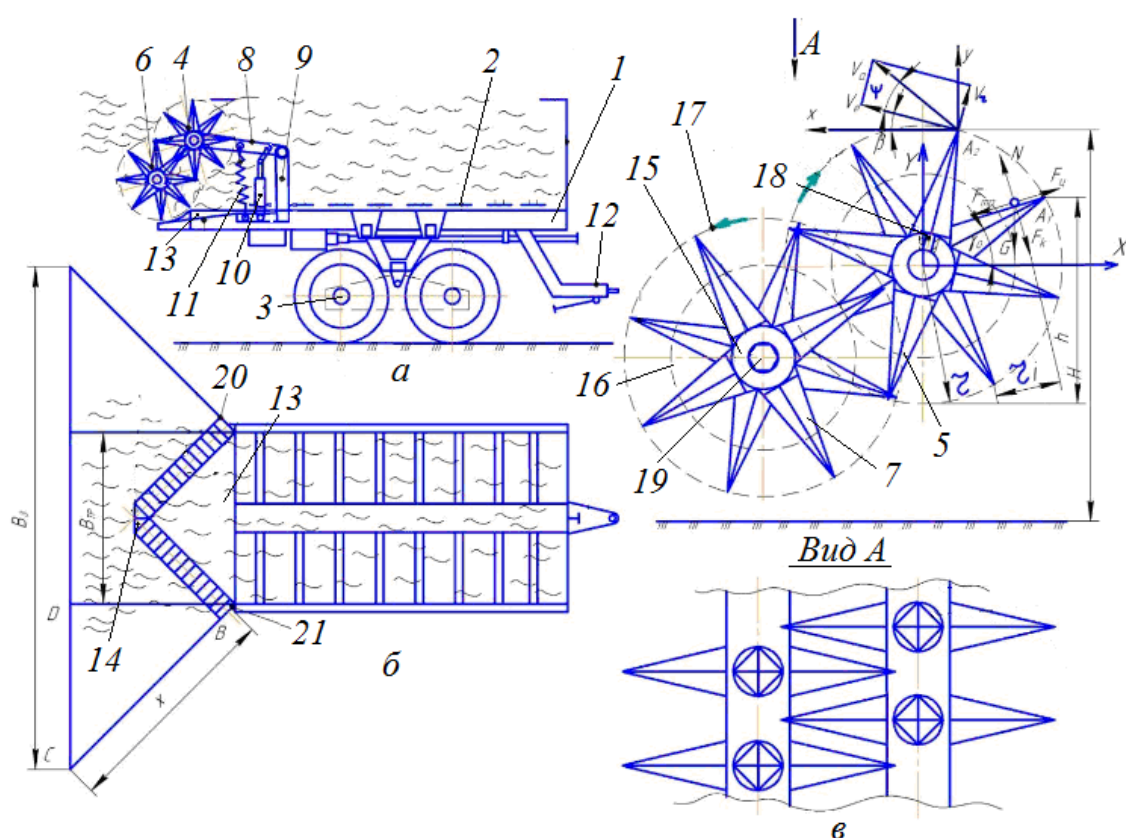


Рис. 1. Машина для внесення твердих органічних добрив: а і б – функціональна схема; в – схема розкидного пристрою; 1 – кузов; 2 – транспортер; 3 – ходова частина; 4 – верхні подрібнювально-розкидні барабани; 5 і 7 – змінні зуби; 6 – нижні подрібнювально-розкидні барабани; 8 – важіль; 9 – стійка; 10 – гідроциліндр; 11 – пружина; 12 – причіпний пристрій; 13 – напрямна пластина; 14 – конічна частина барабана; 15 – маточина; 16 і 17 – шестерня; 18 – різьбовий наконечник; 19 – вал барабана; 20 і 21 – гідромотор.

Верхні подрібнювально-розкидні барабани встановлені на важелях 8 (рис. 1,а), які шарнірно закріплені на стійках 9 і можуть

змінювати своє положення з допомогою гідроциліндрів 10. Для забезпечення постійного положення верхнього подрібнювально-розкидного барабана 4 його фіксують пружинами 11. Транспортёр зв'язаний з подрібнювально-розкидними барабанами прямою пластиною 13, встановленою під кутом до горизонту, значно більшим за кут тертя ковзання органічних добрив об матеріал прямої пластини. Подрібнювально-розкидні барабани у місці з'єднання між собою мають конічне закінчення 14 (рис. 1, б). Зуби барабанів 5, 7 (рис. 1, в) встановлені на маточинах 15. Для передачі крутного моменту від верхнього подрібнювально-розкидного барабана 4 до нижнього 6 служать шестерні 16 і 17. Зуби 5, 7 подрібнювально-розкидних барабанів змінні і закріплені до маточин 15 за допомогою різьбових наконечників 18. Маточини 15 змонтовані на шестигранних приводних валах 19, які забезпечують фіксацію зубів в заданому положенні, а отже необхідне подрібнення добрив. Привод верхніх подрібнювально-розкидних барабанів здійснюється від гідромоторів 20 і 21.

Процес роботи машини для внесення твердих органічних добрив із запропонованим розкидним пристроєм відбувається наступним чином. Під час руху агрегату по полю планки транспортера 2 (рис. 1, а, б), що приводиться в дію від ВВП трактора, подають добрива до прямої пластини 13, по якій вони переміщуються до розкидного пристрою, подрібнювально-розкидні барабани 4 і 6 якого обертаються, зубами 5 і 7 (рис. 1, в) захоплюють, подрібнюють і розкидають по поверхні полю тверді органічно добрива. Конічна частина 14 (рис. 1, б) барабанів 4, 6 забезпечує розкидання добрив в центральній частині агрегату.

Робочий процес машини кузовного типу для внесення твердих органічних добрив складається із трьох фаз: подача добрив транспортером до подрібнювально-розкидних барабанів; відносно переміщення частинок добрив по зубах барабанів; вільний політ частинок під дією кінетичної енергії і сили тяжіння. Відносно переміщення частинок добрив розпочинається з моменту виходу зубів 5, 7 (рис. 1, в) з маси добрив. Це відбувається при повороті зубів 5 верхнього барабана на кут γ і характеризується рухом частинок вздовж зубів. У цьому випадку на частинку масою m діє сила тяжіння $G = mg$ (рис. 1, в), відцентрова сила $F_u = m\omega^2 r_i$, Коріолісова сила $F_k = 2m\omega r_i$ та сила тертя по зубах $F_{mp} = f(mg \cos \omega t + 2m\omega r_i)$.

Можливість руху частинки по зубах в першому квадранті $\gamma \leq \frac{\pi}{2}$ γ :

$$m\omega^2 r_i = mg \sin \gamma \geq F_{mp} = f(mg \cos \gamma + 2m\omega r_i). \quad (1)$$

Звідси відносна швидкість частинки вздовж зубів $V_r = r_i$, а кінцеве значення $r_i = r$. Дальність розкидання добрив визначається абсолютною швидкістю частинок в момент їх сходу із зубів. Абсолютна швидкість їх V_a дорівнює геометричній сумі швидкості, що переміщує $V_e = \omega r$ і відносній швидкості V_r вздовж лопаті.

$$V_a = \overline{\omega r} + \overline{V_r}. \quad (2)$$

$$\gamma_0 + \omega r < 90^\circ. \quad (3)$$

Експериментально встановлено, що V_r значно менше V_e і не завдає суттєвого впливу на швидкість V_a , тому для спрощення розрахунків можна прийняти, що $V_a \approx V_e$. Для збільшення дальності польоту частинки добрив повинні злітати з зубів в першому квадранті;

Це залежить від товщини h шару добрив. Зі збільшенням h , збільшується кут γ_0 , при якому добрива починають сходити з зубів в процесі повороту їх на кут $\approx \omega t$, якому відповідає дуга A_1A_2 . Вільний політ частинок добрив, кинутих з швидкістю $V_a \approx V_e = \omega r$ під кутом β до горизонту, де $\beta = 90^\circ - \gamma_0 - \omega t$ без врахування опору повітря, описується рівнянням:

$$X = V_a \cdot t \cos \beta; \quad Y = V_a t \sin \beta - gt^2 / 2. \quad (4)$$

Оскільки початок координат розміщено в точці A_2 на висоті H над поверхнею поля, то в момент падіння частинки на її поверхню, координата частинки $Y = -H$, значить час польоту t_n визначиться із умови:

$$-H = V_a t_n \sin \beta - gt_n^2 / 2 \quad \text{або} \quad t_n = \frac{V_a \sin \beta + \sqrt{V_a^2 \sin^2 \beta + 2gH}}{g}. \quad (5)$$

У виразі (5) приймають значення кореня зі знаком «+», оскільки час не може бути негативним. При підстановці значень t_n в рівняння 5 отримуємо відстань польоту частинки:

$$x = \frac{V_a^2 \sin 2\beta}{2g} + \frac{V_a \cos \beta \sqrt{V_a^2 \sin^2 \beta + 2gH}}{g}. \quad (6)$$

Ширина захвату агрегату залежить від відстані польоту частинок добрив x . З прямокутного трикутника BCD (рис. 1,б), гіпотенуза CD якого x є величиною дальності польоту, а катет CB величина збільшення ширини захвату.

За теоремою Піфагора: $BC^2 = CD^2 + BD^2$. Ширина захвату B_3 у цьому випадку буде дорівнювати: $B_3 = 2CD + B_{mp}$, де: B_{mp} – ширина транспортера.

У цьому випадку:

$$B_3 = \sqrt{\frac{V_a^2 \sin 2\beta}{2g}} + \frac{V_a \cos \beta \sqrt{V_a^2 \sin^2 \beta + 2gH}}{g} + B_{mp}. \quad (7)$$

Висновок. В результаті проведених досліджень встановлено, що розміщення подрібнювально-розкидних барабанів під кутом 45° до напрямку руху збільшує ширину захвату машини в три рази, а отже й продуктивність машини в цілому. Застосування змінних зубів на подрібнювально-розкидних барабанах дозволило більш якісно подрібнювати та розподіляти по поверхні поля добрива, що призвело до підвищення урожайності.

Список літератури

1. Сільськогосподарські машини / [Д. Г. Войтюк, Л. В. Аніскевич, В. В. Іщенко та ін. ; за ред. Д. Г. Войтюка]. – К: Агроосвіта, 2015. – 679 с.
2. Органические удобрения / [П. Д. Попов, В. И. Хохлов, А. А. Егоров и др.]. – М.: Агропромиздат, 1988. – 207 с.
3. Линник Н. К. Машины и оборудование для производства и внесения органических удобрений / [Н. К. Линник, В. А. Ермоленко, И. И. Шкодкин и др. ; под ред. Л. В. Погорелого]. – К.: Техника, 1992. – 103 с.
4. Голуб Г. А. Обґрунтування основних параметрів радіально скошеного лопатевого ротора розкидача органічних добрив / Г. А. Голуб, В. В. Висовень, М. Є. Шаблій // Механізація та електрифікація сільського господарства. – Глеваха, 2004. – Вип. 88. – С. 200–207.
5. Гудков А. Н. Обоснование выбора рабочих органов навозоразбрасывателя / А. Н. Гудков, С. Н. Никулин // Тракторы и сельхозмашины. – 1995. – №9. – С. 29–31.

References

1. Voytyuk, D. H., Aniskevych, L. V., Ishchenko, V. V. (2015). Sil's'kohospodars'ki mashyny [Agricultural machines]. K: Ahroosvita, 679.
2. Popov, P. D., Khokhlov, V. Y., Ehorov A. A. (1988). Orhanycheskye udobrenyya [Organic fertilizer]. M.: Ahropromyzdat, 207.
3. Lynnyk, N. K., Ermolenko, V. A., Shkodkyn, Y. Y. (1992). Mashyny y oborudovanye dlya proyzvodstva y vnesenyya orhanycheskykh udobrenyy [Machinery and equipment for production and application of organic fertilizers]. K.: Tekhnyka, 103.
4. Holub, H. A., Vysoven', V. V., Shablii, M. Ye. (2004). Obgruntuvannya osnovnykh parametriv radial'no skoshenoho lopatevoho rotora rozkydacha orhanichnykh dobryv [Substantiation of basic parameters of radial beveled vane rotor spreader of organic fertilizers]. Mechanization and electrification of agriculture. Hlevakha, Vyp. 88, 200–207.
5. Hudkov, A. N., Nykulyn, S. N. (1995). Obosnovanye vibora robochykh orhanov navozorazbrasi-vatelya [The rationale for the selection of the working bodies of the manure spreader]. Tractors and agricultural machinery, 9, 29–31.

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ РАЗБРОСНОЙ УСТРОЙСТВА МАШИНЫ ДЛЯ ВНЕСЕНИЯ ТВЕРДЫХ ОРГАНИЧЕСКИХ УДОБРЕНИЙ

А. П. Деркач, И. В. Харченко

Аннотация. Внедрение интенсивных технологий выращивания сельскохозяйственных культур требует повышения плодородия почвы за счет внесения удобрений и химических мелиорантов.

Органические удобрения включают вещества животного или растительного происхождения. К ним относятся: навоз, перегной, торф, компосты, растительная масса (сидераты).

Количество и качество органического вещества в почве – гумуса в основном определяет свойства почвы: уровень потенциального плодородия, водный режим, степень аэрации, емкость поглощения, буферность и другие.

Возделывание сельскохозяйственных культур вызывает снижение содержания гумуса, а следовательно, и плодородия почвы. Внесение необходимых норм навоза обеспечивает поддержания уровня гумуса на исходном уровне.

Важным фактором повышения плодородия почвы является качественное внесение органических удобрений, поэтому совершенствование технических средств для их внесения является актуальным вопросом. Существующие розкидні устройства кузовных машин для внесения твердых органических удобрений не в полной мере удовлетворяют агротехническим требованиям по качеству измельчения и равномерности распределения удобрений по полю. Разработана конструкция машины для внесения твердых органических удобрений с разбрасывающим устройством, барабаны которого установлены под углом 45° к направлению движения и оборудованы сменными зубами. Теоретически обоснованы параметры разбросной устройства, что более качественно измельчает и распределяет твердые органические удобрения по поверхности поля, при этом ширина их внесения значительно увеличивается, а следовательно растет и производительность машины.

Ключевые слова: *твердые органические удобрения, разбрасыватель, измельчающе-разбросной барабан, зубья барабана, транспортер*

JUSTIFICATION OF PARAMETERS OF BROADCAST DEVICE OF MACHINE FOR MAKING SOLID ORGANIC FERTILIZERS

O. P. Derkach, I. V. Kharchenko

Abstract. *Introduction of intensive technologies of cultivation of agricultural crops requires improving the soil fertility due to application of fertilizers and chemical ameliorants.*

Organic fertilizers include substances of animal or vegetable origin. These include: manure, gnosca, peat, compost, plant weight (green manure).

The quantity and quality of organic matter in soil – humus is mainly determined by the properties of the soil: the level of potential fertility, water regime, degree of aeration, absorption capacity, buffering and others.

The cultivation of crops causes a decrease of the humus content, and hence soil fertility. The introduction of the relevant norms of manure ensures the maintenance of humus at the initial level.

An important factor in increasing the fertility of the soil is quality organic fertilizers, thus improving the technical means for their introduction is important. Existing Roskin the device body machines for applying solid organic fertilizers does not fully satisfy the agricultural requirements of the quality of grinding and the uniformity of fertilizer distribution across the field. Designed machines for applying solid organic fertilizers with a spreader device, the reels which are mounted at an angle of 45° to the direction of movement and equipped with a replaceable teeth. Theoretically justified parameters broadcast device that more efficiently pulverizes and distributes solid organic fertilizer on the field surface, with the width of their inclusion increases significantly, and therefore increases the productivity of the machine.

Keywords: *solid organic fertilizer, spreader, grinding-broadcast drum, teeth of drum, conveyor*

УДК 624.042.4

ВИЗНАЧЕННЯ ВІТРОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ ВИСОТНИХ БУДІВЕЛЬ В УМОВАХ ЩІЛЬНОЇ МІСЬКОЇ ЗАБУДОВИ

**Є. А. Бакулін, кандидат технічних наук
В. М. Бакуліна**

**Національний університет біоресурсів і
природокористування України
e-mail: bakulin959@ukr.net**

**Н. О. Костира, кандидат технічних наук
Національний авіаційний університет
e-mail: iakos62@ukr.net**

Анотація. При будівництві висотних будівель в умовах щільної міської забудови змінюються лінії вітрового потоку. Зміна вітрового потоку приводить до утворення підвітряних хвиль і їх генерації, це створює додаткові навантаження, збільшуючи тиск на бічні поверхні оточуючих будівель. Із-за неоднорідності вітрового потоку розподіл тиску на бічні стіни будівлі нерівномірний. В результаті, на бічній поверхні утворюються моменти кручення, що може привести до значних напружень у вузлових з'єднаннях, особливо в конструкціях фасадних систем.

© Є. А. Бакулін, В. М. Бакуліна, Н. О. Костира, 2016

The cultivation of crops causes a decrease of the humus content, and hence soil fertility. The introduction of the relevant norms of manure ensures the maintenance of humus at the initial level.

An important factor in increasing the fertility of the soil is quality organic fertilizers, thus improving the technical means for their introduction is important. Existing Roskin the device body machines for applying solid organic fertilizers does not fully satisfy the agricultural requirements of the quality of grinding and the uniformity of fertilizer distribution across the field. Designed machines for applying solid organic fertilizers with a spreader device, the reels which are mounted at an angle of 45° to the direction of movement and equipped with a replaceable teeth. Theoretically justified parameters broadcast device that more efficiently pulverizes and distributes solid organic fertilizer on the field surface, with the width of their inclusion increases significantly, and therefore increases the productivity of the machine.

Keywords: *solid organic fertilizer, spreader, grinding-broadcast drum, teeth of drum, conveyor*

УДК 624.042.4

ВИЗНАЧЕННЯ ВІТРОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ ВИСОТНИХ БУДІВЕЛЬ В УМОВАХ ЩІЛЬНОЇ МІСЬКОЇ ЗАБУДОВИ

**Є. А. Бакулін, кандидат технічних наук
В. М. Бакуліна**

**Національний університет біоресурсів і
природокористування України
e-mail: bakulin959@ukr.net**

**Н. О. Костира, кандидат технічних наук
Національний авіаційний університет
e-mail: iakos62@ukr.net**

Анотація. При будівництві висотних будівель в умовах щільної міської забудови змінюються лінії вітрового потоку. Зміна вітрового потоку приводить до утворення підвітряних хвиль і їх генерації, це створює додаткові навантаження, збільшуючи тиск на бічні поверхні оточуючих будівель. Із-за неоднорідності вітрового потоку розподіл тиску на бічні стіни будівлі нерівномірний. В результаті, на бічній поверхні утворюються моменти кручення, що може привести до значних напружень у вузлових з'єднаннях, особливо в конструкціях фасадних систем.

© Є. А. Бакулін, В. М. Бакуліна, Н. О. Костира, 2016

У даному випадку розглядається варіант розташування об'єктів, при якому спостерігається хвилеутворення та взаємодія підвітряних хвиль, що призводить до їх інтерференції. Геометричні розміри областей впливу підвітряних хвиль, знаходяться всередині клина Кельвіна де відбувається їхній негативний вплив і накладання зон інтерференції. За даних умов наведено методику розрахунку додаткових хвильових навантажень діючих на будівлі, що знаходяться в щільній міській забудові. Методика базується на визначенні границь області розповсюдження підвітряних хвиль і накладанні зон інтерференції. Запропоновано алгоритм розрахунку для врахування довільності розташування джерел хвилеутворення. Наведено розрахунки з визначення: параметрів інтерференції; радіуса вектору в зони інтерференції, що спричиняє повітряну хвилю; кінетичної енергії хвиль вітру і додаткових вітрових навантажень. Ефект інтерференції запропоновано визначати двома способами: перший - перетворенням величин тиску в коефіцієнти лобового опору та підйомної сили (бічної сили); другий - як коефіцієнт відношення, відповідного значення параметра з присутністю будівлі до відповідного значення параметра без будівлі.

Ключові слова: вітрові навантаження, підвітряні хвилі, інтерференція, хвильовий вектор, висота хвилі

Постановка проблеми. Згідно ДБН В.1.2-12-2008 «Будівництво в умовах щільної забудови. Вимоги безпеки» необхідно проводити комплексну оцінку умов ділянки будівництва (аерація, інсоляція, шумовий режим, вібраційні впливи, тощо), а також визначити характер і зону взаємного впливу висотної проектованої будівлі та існуючих прилеглих об'єктів. З включенням висотної новобудови в оточення існуючої забудови, моделювання вітрових навантажень стає досить складним. Зміна ліній вітрового потоку як результуючий розподіл тиску на будівлі [1] наведено на рис. 1.

В даному випадку, змінюється напрям вітрових хвиль і частина зрушеного шару прискорюється навколо внутрішньої бічної стіни будівлі, що розташована далі відносно вітрового потоку. Це призводить до збільшення негативного тиску (розрідження) на внутрішній бічній стороні та генерує вітрові хвилі, які створюють додаткове навантаження. В результаті неоднорідності вітрового потоку, розподіл вітрового тиску на бічних поверхнях будівлі нерівномірний, що створює додатковий момент кручення. Виникнення моменту кручення може привести до значних напружень у вузлах з'єднаннях конструкцій, особливо при проектуванні навісних фасадних систем.

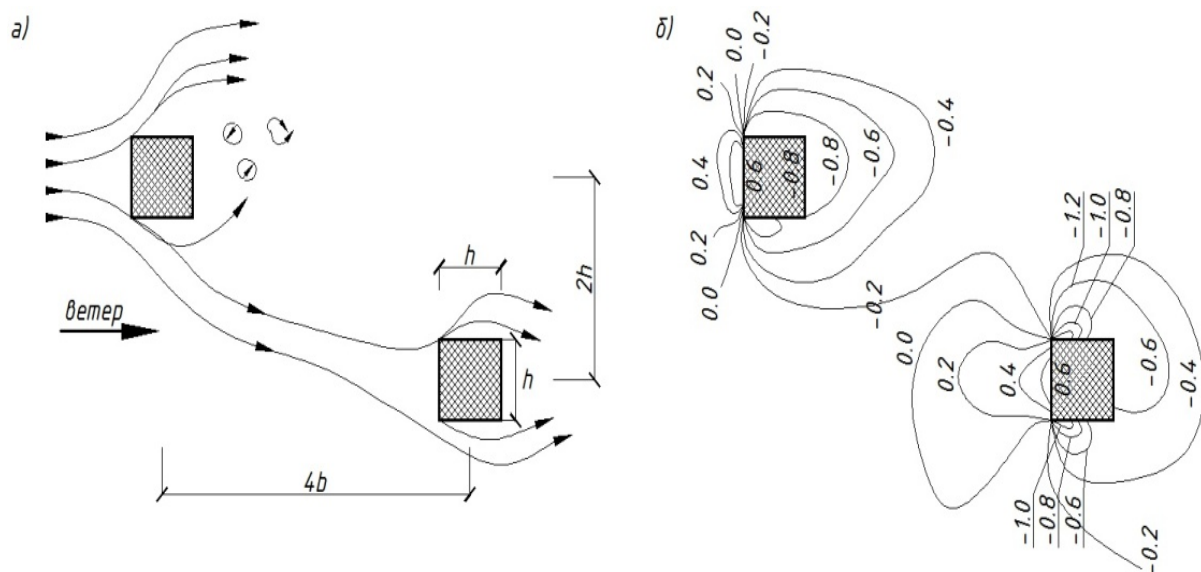


Рис. 1. Вітрові навантаження на дві поряд розташовані будівлі в умовах щільної міської забудови: а) модель потоку навколо двох будівель; б) розподілення тиску навколо будівель.

Мета досліджень. Визначити розміри області та відповідні зони інтерференції в яких хвилеутворення буде створювати додаткові навантаження. Визначити кінетичну енергію хвилі та додаткові вітрові навантаження.

Результати досліджень. Розглянемо декілька варіантів розташування об'єктів і визначимо розміри областей (рис. 2), в яких спостерігаються хвилеутворення та взаємодія підвітряних хвиль, в окремих випадках призводячи до їх інтерференції.

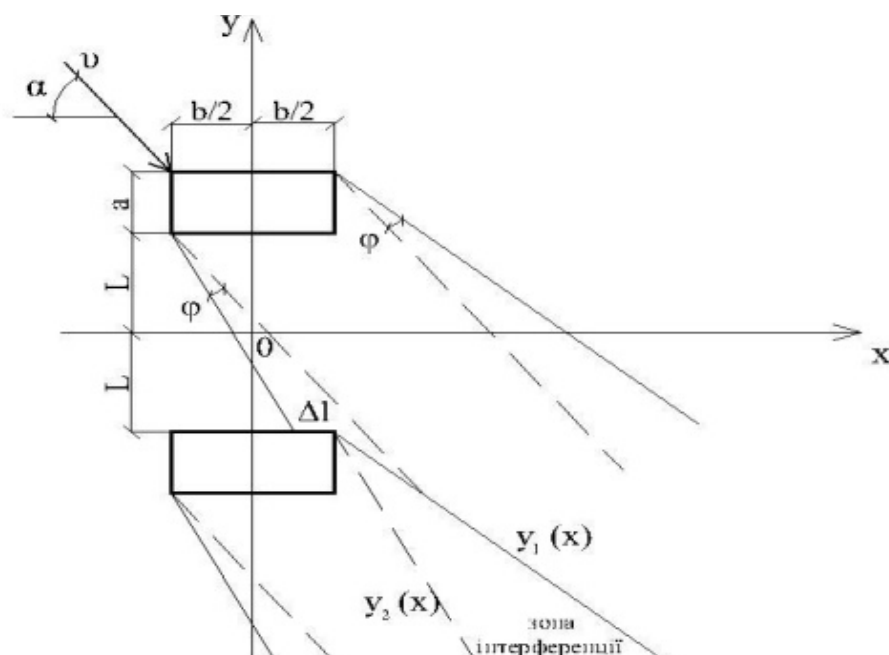


Рис. 2. Розрахункова схема визначення зони інтерференції підвітряних хвиль.

Утворені підвітряні хвилі знаходяться всередині клина Кельвіна, геометричні розміри якого визначені [2], тому результати можливо застосувати для опису геометричних розмірів областей впливу хвилеутворення на додаткові вітрові навантаження. Кутові розміри клина Кельвіна визначаються в залежності від напрямку повітряного потоку [3]. Для випадків:

$$90^\circ - \alpha - \varphi < \arctg \frac{b}{L}, \quad \text{тоді} \quad \alpha > 90^\circ - \varphi - \arctg \frac{b}{L},$$

де: α – напрямок вітрового потоку: $y_0 = -L$; $x_0 = \frac{b}{2}$.

В області, розташованій між прямими $y_1(x)$ і $y_2(x)$, буде спостерігатися взаємодія підвітряних хвиль і інтерференція (рис. 3).

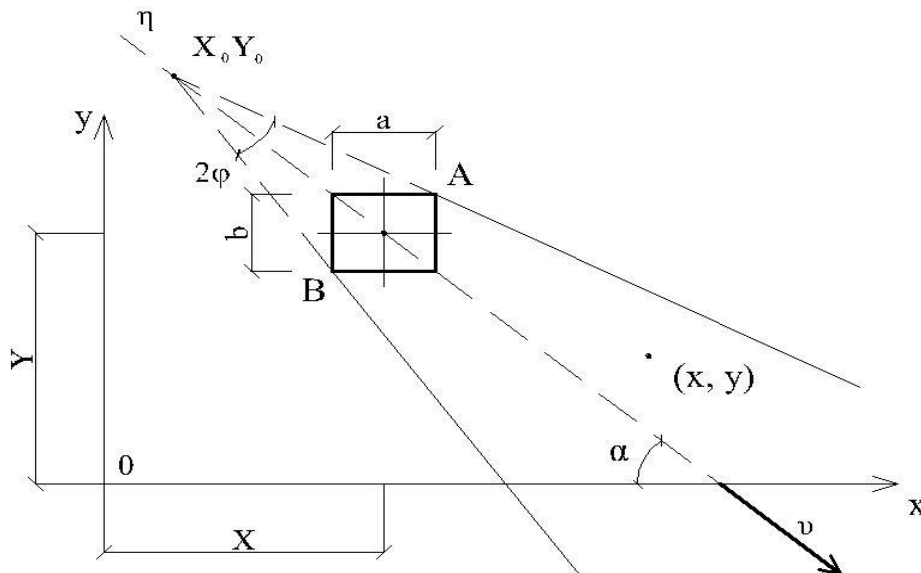


Рис. 3. Схема визначення границь області розповсюдження підвітряних хвиль.

Для врахування довільності розташування джерел хвилеутворення необхідно використовувати наступний алгоритм:

1. Вибирається досліджуваний напрям вітру.
2. У напрямку вітру для кожного джерела від крайніх точок проводяться прямі, що утворюють клин Кельвіна, джерелом хвилеутворення вибирається точка сходження прямих.
3. В областях, де немає положення хвильових областей, розрахунок хвильового тиску визначається за формулою:

$$\Delta P_i = \frac{P \cdot g}{32 \nu T} \cdot z_i^2(t, r_i).$$

4. Визначається область, де відбувається накладання зон інтерференції.

5. Формула для визначення r :

$$r_i = \sqrt{(x - X_0)^2 + (y - Y_0)^2}.$$

Для точки А: $Y_0 = -\operatorname{tg}(\alpha - \varphi) \cdot X_0 + b_1$.

Для точки Б: $Y_0 = -\operatorname{tg}(\alpha - \varphi) \cdot X_0 + b_2$.

$$[\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) - \operatorname{tg}(\alpha - \varphi)] \cdot X_0 = b_2 - b_1.$$

$$X_0 = \frac{b_2 - b_1}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) - \operatorname{tg}(\alpha - \varphi)}.$$

Визначення коефіцієнтів b_2 і b_1 :

$$b_1 = Y + \frac{b}{2} + \operatorname{tg}(\alpha - \varphi) \cdot \left(X + \frac{a}{2}\right).$$

$$b_2 = Y - \frac{b}{2} + \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) \cdot \left(X - \frac{a}{2}\right).$$

Визначимо зону інтерференції для симетрично розташованих будівель, напрямку вітру в даному випадку буде збігатися з горизонтальною віссю координат (рис. 4).

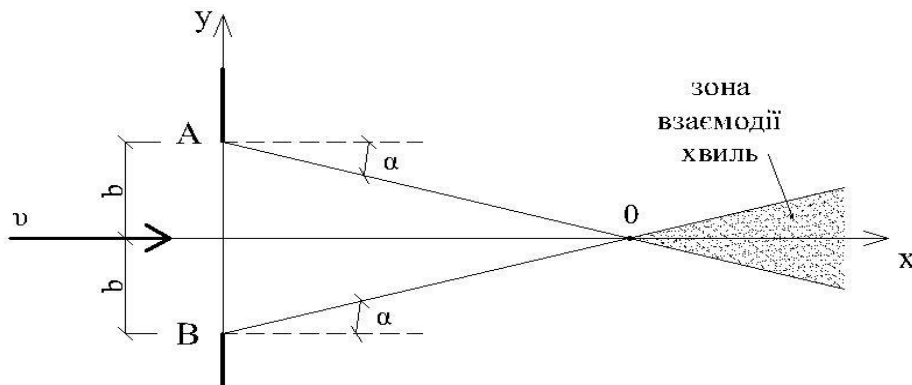


Рис. 4. Випадок зони інтерференції для будівель, розташованих на одній прямій.

Початок координат розташуємо на прямій, що з'єднує максимальні перерізи будівель в напрямку хвилі, вісь X спрямована вздовж напрямку вітру, вісь Y – перпендикулярно їй. Хвилі від будівлі:

$$\begin{cases} z_1 = A_1 \cos(w_1 t - k_1 x) \\ z_2 = A_2 \cos(w_2 t + k_2 x) \end{cases}.$$

Якщо геометричні параметри будівель однакові, то результуючі коливання будуть мати такий вигляд:

$$z = 2a \cos\left(wt - \frac{kd}{2}\right) \cos\left(kx - \frac{kd}{2}\right).$$

де: d – відстань між будівлями (спорудами); w – частота коливань; k – хвильовий вектор.

Область, в якій виникає інтерференція підвітряних хвиль:

$$\begin{cases} x \geq \frac{b}{\operatorname{tg} \alpha} \\ y \geq -\operatorname{tg} \alpha x + b \\ y \leq \operatorname{tg} \alpha x - b \end{cases} \quad x_0 = \frac{\operatorname{tg} \alpha \cdot a}{2 \operatorname{tg} \alpha} + \frac{2b}{2 \operatorname{tg} \alpha} = \frac{a}{2} + \frac{b}{\operatorname{tg} \alpha} \quad y_0 = \operatorname{tg} \alpha \left(\frac{a}{2} + \frac{b}{\operatorname{tg} \alpha} \right) - b = \frac{a \operatorname{tg} \alpha}{2}.$$

У даній області відбувається взаємодія хвиль.

Визначення енергії та тиску хвиль [4]. Кутова швидкість руху частинки по орбіті, яка зв'язана з періодом хвилі:

$$\omega = \frac{2\pi}{\tau}.$$

Із формул: $c_\phi = \frac{\lambda}{\tau}$ і $c = \sqrt{\frac{g\lambda}{2\pi}}$ маємо $\tau = \sqrt{\frac{2\pi\lambda}{g}}$.

Відповідно, кінетична енергія частинки з одиничною масою буде рівна:

$$\Delta E_K = \frac{v^2}{2} = \frac{\omega^2 r^2}{2} = \frac{4\pi^2 r^2}{2\tau^2} = \frac{4\pi^2 g r^2}{2\pi\lambda}.$$

Після скорочення:

$$\Delta E_K = \frac{g\pi r^2}{\lambda}.$$

Таким чином, кінетична енергія частинки з одиничною масою дорівнює потенціальній. Повна енергія це сума кінетичної та потенціальної енергій:

$$\Delta E = \Delta E_n + \Delta E_k = \frac{2g\pi r^2}{\lambda}.$$

Кількість енергії, яким володіє стовп повітря товщиною db з основою, рівній одиниці, і щільністю ρ , буде:

$$dE = \Delta E \rho db = 2g\rho \frac{\pi r^2}{\lambda} db.$$

Для отримання повної енергії, укладеної в стовпі повітря з одиничною основою, тобто енергії, що припадає на одиницю поверхні хвилі, необхідно проінтегрувати цей вираз по всій товщі від нуля до нескінченності:

$$E = \int_0^\infty 2g\rho \frac{\pi r^2}{\lambda} db.$$

Замінемо $r = r_0 e^{\frac{2\pi}{\lambda} b}$, отримаємо $E = 2g\rho \frac{\pi r_0^2}{\lambda} \int_0^\infty e^{\frac{4\pi}{\lambda} b} db = \frac{g\rho r_0^2}{2},$

враховуючи, що $r_0 = \frac{h_0}{2}$, знайдемо енергію, що припадає на одиницю

поверхні хвилі, приймаючи, що висота хвилі дорівнює h_0 , $E = \frac{1}{8} \rho g h_0^2.$

З формули видно, що енергія, укладена під одиничною площею, залежить тільки від висоти хвилі. Квадратична залежність вказує на швидке зростання енергії при зростанні висоти хвилі. Оскільки радіуси орбіт з глибиною швидко зменшуються, основна енергія хвилі зосереджена у її верхній частині. Вираз справедливо для двовимірної хвилі, у якої висота хвилі не змінюється вздовж гребня. Ефект інтерференції може бути обчислений двома способами: перший – беруться величини тисків у певних точках на досліджуваних моделях і перетворюються в коефіцієнти лобового опору та підйомної сили (бічний сили), другий – приймає моменти або прискорення нагорі моделі висотного будинку. Ефект інтерференції визначається як коефіцієнт інтерференції та обчислюється за формулою:

$$IF = \frac{K1}{K2},$$

де $K1$ – відповідне значення параметра з присутністю будівлі, $K2$ – відповідне значення параметра без будівлі.

Висновки. Розрахунок додаткових хвильових навантажень повинен проводитися за наступною методикою:

1. Визначення геометричних параметрів області та відповідно до них зони інтерференції $x \geq x_0$, $y_2 \leq y \leq y_1$.

2. Розрахунок радіуса вектора в точці середини зони інтерференції на відстань між даною точкою та центром будівлі, що спричинив повітряну хвилю.

3. Розрахунок кінетичної енергії хвиль і додаткових вітрових навантажень.

Список літератури

1. Реттер Э. И. Архитектурно-строительная аэродинамика / Э. И. Реттер. – М.: Стройиздат, 1984. – 294 с., ил.
2. Симиу Э. Воздействие ветра на здания и сооружения / Э. Симиу, Р. Сканлан : пер. с англ. Б. Е. Маслов, А. В. Швецова ; Под ред. Б. Е. Маслова. – М.: Стройиздат, 1984. – 360 с., ил. – Перевод изд.: Wind Effects on Structures / E. Simiu, R. Scanlan.
3. Горохов Е. В. Эффект подветренных волн при определении ветровых нагрузок / Е. В. Горохов, С. Г. Кузнецов, В. Н. Васылев // Сборник научных трудов ОГАСА. – 2008. – Ч. 1. – С. 36–41.
4. Кузнецов С. Г. Чисельне моделювання вітрових навантажень висотних будівель / С. Г. Кузнецов // Міжвузівський збірник. Луцький державний технічний університет. – 2008. – С. 168–173.

References

1. Retter, E. Y. (1984). Arkhytekturno-stroytel'naya aerodynamyka [Architectural-construction aerodynamics]. M.: Stroyizdat, 294, yl.
2. Symiu, E., Scanlan, R. (1984). Vozdeystviye vetra na zdaniya y sooruzheniya [Wind Effects on buildings and structures]. per. s anhl. B. E. Maslov, A. V. Shvetsova ; Pod red. B. E. Maslova. M.: Stroyizdat, 360, yl. Perevod yzd.: Wind Effects on Structures. E. Simiu, R. Scanlan.

3. Horokhov, E. V., Kuznetsov, S. H., Vasilev, V. N. (2008). Effekt podvetrennikh voln pry opredelenyy vetrovikh nahruzok [Effect of Lee waves in the determination of wind loads]. Collection of scientific works of the OGAS. Ch. 1. 36–41.
4. Kuznetsov, S. H. (2008). Chysel'ne modelyuvannya vitrovykh navantazhen' vysotnykh budivel' [Numerical simulation of wind loads of tall buildings]. Interuniversity collection. Lutsk State Technical University. 168–173.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕТРОВЫХ НАГРУЗОК ВЫСОТНЫХ ЗДАНИЙ В УСЛОВИЯХ ПЛОТНОЙ ГОРОДСКОЙ ЗАСТРОЙКИ

Е. А. Бакулин, В. М. Бакулина, Н. А. Костыра

Аннотация. При строительстве высотных зданий в условиях плотной застройки изменяются линии влияния ветрового потока. Изменения ветрового потока приводит к образованию подветренных волн и их генерации, это создает дополнительные нагрузки, увеличивая давление на боковые поверхности окружающих зданий. Из-за неоднородности ветрового потока распределение давления на боковые поверхности стен зданий неравномерные. В результате чего на боковой поверхности образуются крутящие моменты, что может привести к значительным напряжениям в узловых соединениях, особенно в конструкциях фасадных систем. В данном случае рассматривается вариант размещения объектов, при котором образуется волнообразование и взаимодействие подветренных волн, которые приводят к интерференции. Геометрические размеры области влияния подветренных волн находятся в середине клина Кельвина, где происходит их негативное влияние и наложение зон интерференции. Исходя из данных условий представлена методика расчета дополнительных волновых нагрузок действующих на здания, которые находятся в плотной городской застройке. Методика базируется на определении границ области распространения подветренных волн и наложения зон интерференции. Предложен алгоритм расчета учета свободного расположения источника волнообразования. Приведены расчеты по определению: параметров интерференции; радиуса вектора в зоне интерференции, который создает подветренную волну; кинетической энергии волны ветра и дополнительных ветровых нагрузок. Эффект интерференции предложено определять двумя способами. Первый – преобразованием величин давления в коэффициенты лобового сопротивления и подъемной силы (боковой силы). Второй – как коэффициент отношений, соответствующего значения параметра с присутствием здания к соответствующему параметру без здания.

Ключевые слова: ветровые нагрузки, подветренные волны, интерференция, волновой вектор, высота волны

DETERMINATION OF WIND LOADS OF TALL BUILDINGS IN DENSE URBAN AREAS

Ye. A. Bakulin, V. M. Bakulin, N. A. Kostyra

Annotation. *At construction of high-rise buildings in the conditions of dense building lines of influence of a wind stream are changed. Change of a wind stream leads to formation of leeward waves and their generation, it creates additional loadings, increasing pressure upon lateral surfaces of surrounding buildings. Because of heterogeneity of a wind stream pressure distribution upon lateral surfaces of buildings walls is uneven. Therefore, on a lateral surface torques are formed that can lead to considerable tension in nodal connections, especially in designs of facade systems. In given cases the variant of objects arrangement is considered at which wave formation and interaction of leeward waves is formed which lead to an interference. The geometrical sizes of influence area of leeward waves are in the middle of a wedge of Calvin, where there is their negative influence and imposing of zones of an interference. Proceeding from these conditions the method of calculation of the additional wave loadings is presented operating on buildings which are in dense city building. The technique is based on determination of area of distribution of leeward waves and imposing of the interference zones. The algorithm of calculation is offered in terms of a free arrangement of a source of wave formation. Calculations for definition are given: interference parameters; vector radius in an interference zone which creates a leeward wave; kinetic energy of a wind wave and additional wind loadings. It is offered to define effect of an interference in two ways. The first - transformation of pressure values to coefficients of front resistance and carrying power (lateral force). The second – as coefficient of the ratio, the corresponding value of parameter with presence of the building to the corresponding parameter without building.*

Keywords: *wind loadings, leeward waves, interference, wave vector, height of wave*

УДК 631.363.636.085

МЕТОДОЛОГИЯ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ЖИВОТНОВОДСТВА

В. В. Шацкий, доктор технических наук

Аннотация. *Представлены концепция и методология оптимизации параметров биотехнической системы*

© В. В. Шацкий, 2016

DETERMINATION OF WIND LOADS OF TALL BUILDINGS IN DENSE URBAN AREAS

Ye. A. Bakulin, V. M. Bakulin, N. A. Kostyra

Annotation. *At construction of high-rise buildings in the conditions of dense building lines of influence of a wind stream are changed. Change of a wind stream leads to formation of leeward waves and their generation, it creates additional loadings, increasing pressure upon lateral surfaces of surrounding buildings. Because of heterogeneity of a wind stream pressure distribution upon lateral surfaces of buildings walls is uneven. Therefore, on a lateral surface torques are formed that can lead to considerable tension in nodal connections, especially in designs of facade systems. In given cases the variant of objects arrangement is considered at which wave formation and interaction of leeward waves is formed which lead to an interference. The geometrical sizes of influence area of leeward waves are in the middle of a wedge of Calvin, where there is their negative influence and imposing of zones of an interference. Proceeding from these conditions the method of calculation of the additional wave loadings is presented operating on buildings which are in dense city building. The technique is based on determination of area of distribution of leeward waves and imposing of the interference zones. The algorithm of calculation is offered in terms of a free arrangement of a source of wave formation. Calculations for definition are given: interference parameters; vector radius in an interference zone which creates a leeward wave; kinetic energy of a wind wave and additional wind loadings. It is offered to define effect of an interference in two ways. The first - transformation of pressure values to coefficients of front resistance and carrying power (lateral force). The second – as coefficient of the ratio, the corresponding value of parameter with presence of the building to the corresponding parameter without building.*

Keywords: *wind loadings, leeward waves, interference, wave vector, height of wave*

УДК 631.363.636.085

МЕТОДОЛОГИЯ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ЖИВОТНОВОДСТВА

В. В. Шацкий, доктор технических наук

Аннотация. *Представлены концепция и методология оптимизации параметров биотехнической системы*

© В. В. Шацкий, 2016

производства продукции животноводства, представляющей собой совокупность биологических и технических элементов (объектов), где биологические элементы (почва, растения, животное, органические материалы и микроорганизмы, работник) составляют, определенную природой, биологическую систему взаимодействия этих элементов, в которую для повышения эффективности их функционирования (жизнеобеспечения, продуцирования и воспроизводства) введены технические элементы, реализующие с биологическими элементами под управлением человека, технологические процессы, функционально-качественное наполнение которых определяет уровень эффективности взаимодействия и реализации потенциала природных функций биологических элементов.

Концепцией проведения оптимизации параметров биотехнической системы являются растущая эффективность обеспечения максимальной реализации природных функций и генетического потенциала биологических объектов при взаимодействии их в системе биологических объектов с функциями технико-технологического обеспечения производства путем создания благоприятных условий функционирования этих объектов, с определением моделированием качества функционирования этих объектов и системы в целом в соответствии с повышением продуктивности животных.

Критерием, определяющей качество функционирования и развития технологических процессов биотехнической системы, является состояние и динамика взаимозависимого развития потенциала и качества функционирования биологических объектов (элементов) и, как следствие, системы в целом. Показатель качества функционирования биотехнической системы определяется уровнями функциональных показателей качества биологических объектов с учетом долевого влияния этих элементов биотехнической системы на ее главную функцию – продуктивность животных.

Ключевые слова: концепция, методология, оптимизация, биологические объекты, параметры, биотехническая система, технологические процессы

Постановка проблемы. Основной проблемой научных исследований по совершенствованию технологического обеспечения животноводства является разработка методологии обоснования структуры, параметров и качества функционирования производства животноводческой продукции, как постоянно развивающейся сложной многоуровневой биотехнической системы.

Решение таких проблемных вопросов в рамках биотехнической системы [1] (рис. 1) требует разработки общей методологии обоснования ее параметров, где в качестве средства исследования и инструмента количественного метода анализа и оптимизации используется математическое моделирование. Это даст возможность достаточно достоверно определить потенциал производства на основе моделирования взаимодействия элементов производства и получения качественных показателей технологических процессов.

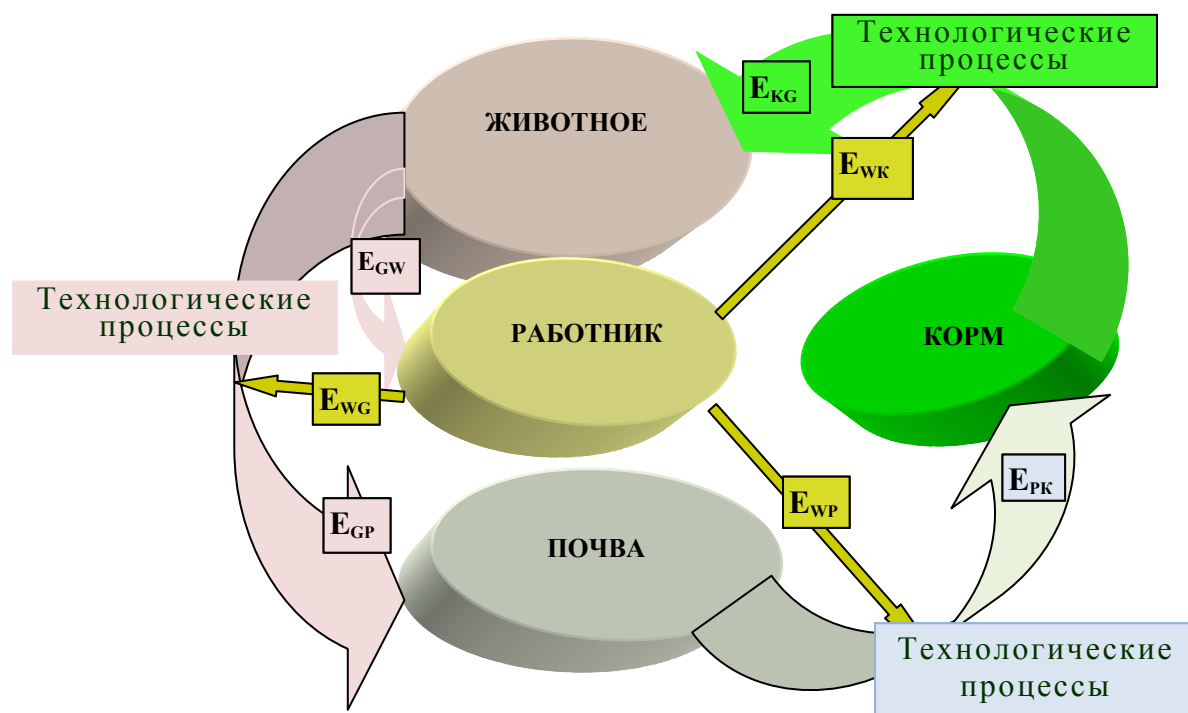


Рис. 1. Схема взаимодействия биологических объектов биотехнической системы животноводства: E_{PK} – потенциал плодородия почвы для корма; E_{KG} – потенциал корма для животного; E_{GW} , E_{GP} – потенциалы продукции животного для работника и органического материала для почвы.

Анализ последних исследований. Определены закономерности развития технико-технологического обеспечения производства из условий обеспечения его конкурентоспособности [2, 3], где не обозначено качество взаимодействия биологических объектов. Также в научной литературе не рассмотрены вопросы оптимизации технико-технологических систем производства по критерию качества функционирования биологической системы в условиях его постоянного гармоничного развития элементов.

Цель исследований – создание методологии оптимизации параметров качественного технико-технологического обеспечения производства продукции животноводства.

Результаты исследований. В основе методологии оптимизации параметров технологий животноводства лежат методы обоснования параметров и качества функционирования его технико-технологического обеспечения постоянно развивающейся биотехнической системы, где критерием оптимизации выступает эффективность функционирования биологических элементов при их взаимодействии на фоне роста продуктивности животных и производительности труда.

Биотехническая система животноводства, которая является объектом исследования, представляет собой совокупность биологических и технических элементов (объектов), где биологические элементы (почва, растения, животное, органические материалы и микроорганизмы, работник) составляют одноименную, определенную природой, систему взаимодействия биологических элементов, в которую для повышения эффективности их функционирования (жизнеобеспечения, продуцирования и воспроизводства) введены технические элементы, реализующие с биологическими элементами под управлением человека и животного, технологические процессы, функционально-качественное наполнение которых определяет уровень эффективности взаимодействия и реализации потенциала природных функций биологических элементов.

Технологические процессы интенсифицируют взаимодействия биологических объектов, путем создания благоприятных условий для передачи продукта функционирования одного объекта другому, выполняя следующие функции:

- обеспечения условий (среды) жизнедеятельности биологических объектов на этапах их жизненного цикла (развитие, сохранение физической формы и качества биологических свойств);
- взаимодействия объектов в системе, обеспечивающих их жизнедеятельность и функциональное предназначение (максимальная реализация генетического потенциала продуктивности);
- воспроизводства биологических объектов;
- изменения внешней и внутренней структуры биологических объектов (корма, почва);
- изменения потенциала и качества функционирования биологических объектов, а также его составляющей – функционального показателя качества;
- управления, оценки качества объектов и их взаимодействия.

Уровень функционально-качественного наполнения технологического обеспечения системы влияет на качество взаимодействия биологических элементов. Поэтому частью общей методологии оптимизации является методология обоснования

функционально-качественного наполнения технико-технологического обеспечения производства в соответствии с растущим уровнем продуктивности животных [3]. Эта методология должна быть способна оптимизировать структуру и параметры отдельных элементов и всей биотехнической системы, а в ее основе должны быть заложены методологические принципы для определения стратегических направлений развития технологий в рыночных условиях.

Наиболее приемлемым и концептуальным направлением совершенствования технологического развития животноводства должно стать создание качественно новой среды и условий взаимодействия биологических объектов в рамках биотехнической системы производства.

Эффективное функционирование биотехнической системы животноводства осуществляется на основе постоянно развивающихся технологий рационального использования земельных и кормовых ресурсов за счет повышения плодородия почвы путем внесения органических удобрений и повышения урожайности кормовых культур, применения смешанных посевов и балансирования по питательности, энергии и структуре рационов кормления. Последнее способствует повышению эффективности использования генетического потенциала животных.

Поэтому концепцией проведения и критерием оптимизации параметров биотехнической системы являются растущая эффективность обеспечения максимальной реализации природных функции и генетического потенциала биологических объектов при взаимодействии их в системе биологических объектов с функциями технико-технологического обеспечения производства путем создания благоприятных условий функционирования этих объектов, с определением моделированием качества функционирования этих объектов и системы в целом в соответствии с повышением продуктивности животных.

Критерием, определяющей качество функционирования и развития технологических процессов биотехнической системы, является состояние и динамика взаимозависимого развития потенциала и качества функционирования биологических объектов (элементов) и, как следствие, системы в целом. Показатель качества функционирования биотехнической системы определяется уровнями функциональных показателей качества биологических объектов, как основных технологических показателей качества их функционирования [1].

Качество функционирования биологических объектов, как элементов системы, определяется способностью максимально

эффективно принимать продукт функционирования предыдущего (i-1) элемента системы и реализовать свою функцию последующему (i+1) элементу. При чем функция передачи i-1 элемента оценивается величиной изменения потенциала принимающего i-го элемента или его составляющей, а возможно его характеристики.

Следовательно функциональные показатели качества биологических объектов этой системы отражают требования потребителей этого биологического объекта или продукта его функций. Например качество корма должно соответствовать требованиям животного с определенной продуктивностью.

Качество корма характеризуется питательностью, энергией, структурой питательных веществ и частиц корма, а также диетическими свойствами. Эти показатели оценивают как потенциал биологического объекта так и его влияние на функционирование его потребителя – животного. Так критерием уровня эффективности конверсии энергии корма в продукцию животного является концентрация обменной энергии в 1кг сухого вещества [4]. Чем выше концентрация ОЕ, тем выше коэффициент конверсии корма.

Важное значение в обеспечении необходимого потребления сухого вещества корма имеет оптимизация содержания в рационе структурной сырой клетчатки, которая позитивно действует на моторику рубца, определяет интенсивность жевания и пережевывания. Микробы рубца переваривают ее преимущественно в уксусную кислоту, что положительно влияет на синтез жира молока [5]. Оптимизация содержания структурной сырой клетчатки проводится как по количеству (300 г на 100 кг массы животного), так и по структуре фракций нейтрально детергентной НДК (30-40% СВ) и кислотно-детергентной КДК (15-20%) клетчатки. Кроме того на потребление корма влияет его физическая структура, особенно грубого, длина частиц которого должна быть 9-12 мм [4]. Поэтому в показателе качества K_K корма должны быть представлены показатель концентрации обменной энергии в сухом веществе корма, и показателем его структуры:

$$K_K = \frac{OE_{f(T)}}{(K_{f(T)} + \Delta K)k_{CB}} k_{csp} k_{cmp} \quad (1)$$

где: $K_{f(T)}$, $OE_{f(T)}$ – количество и обменная энергия корма, прошедшего технологическую подготовку, МДж; ΔK – дополнительно выращенный корм от внесения органических удобрений, МДж; k_{CB} – доля сухого вещества в корме; k_{csp} – показатель сохранности сухого вещества корма; k_{cmp} – показатель структуры сырой клетчатки и натурального корма.

Показатель структуры сырой клетчатки корма оценивается по показателям NDF (НДК) и ADF (КДК), а физическая структура – как

отношение n_1^n / n_1^ϕ нормативного и фактического количества частиц в единице объема корма, что отражает степень измельчения и уплотнения корма. Приближение длины частиц и их количества к нормативному значению в единице объема представляет возможность выполнять требования консервирования и хранения корма, а также более четкого балансирования рациона по структуре питательных веществ.

Показателем качества функционирования животного K_G выступает показатель эффективности продуцирования молока и выделения непереваримого органического материала рациона к его валовой энергии:

$$K_G = \frac{(Y + Y_{\Delta K})k_Y + E_{GP}}{BE} \quad (2)$$

где: Y – количество продуцируемого молока в сутки без изменения параметров биологических объектов, кг; $Y_{\Delta K}$ – количество дополнительно продуцируемого молока в сутки при изменении параметров биологических объектов за счет увеличения использования навоза на органические удобрения, кг; E_{GP} – энергия непереваримого органического материала рациона (потенциал навоза животного, МДж/сут); BE – валовая энергия корма, МДж; k_Y – уровень показателя энергетической ценности молока.

Качество функционирования почвы K_p , или качество почвы, оценивается эффективностью использования потенциала плодородия при его улучшении внесением органического удобрения, полученного от скармливания корма животному:

$$K_p = \frac{\Delta K}{k_{GP} E_{GP}} \quad (3)$$

где: k_{GP} – коэффициент использования навоза в качестве удобрения.

Качество функционирования работника, оснащенного технологическим оборудованием в i -ом технологическом процессе, K_{wi} определяется его энерговооруженностью (отношение затрат $\vec{E}_{Oi}$ технических средств к затратам $\vec{E}_{WOi}$ живого труда на единицу производимой продукции) $\vec{E}_{Oi} \vec{E}_{WOi}^{-1}$ и показателем качества труда $\Delta \Pi_i \Delta \vec{E}_{WKi}^{-1}$, как отношение производимого количества продукции $\Delta \Pi_i$ технологического процесса к затратам $\Delta \vec{E}_{WPI_s}$ на его производство в энергетических единицах:

$$K_{wi} = \frac{\vec{E}_{Oi} \Delta \Pi_i}{\vec{E}_{WOi} \Delta \vec{E}_{WPI_i}} \quad (4)$$

Качество функционирования работника в биотехнической системе проявляется через качество функционирования этого оборудования и оценивается потребителем этой функции (технологией производства) через уровень функционально-качественного наполнения технологического обеспечения системы. Следовательно качество функционирования работника биотехнической системы можно определять показателем K_{F2} [3] концентрации функционально-качественного наполнения технологии производства продукции животноводства ($K_W=K_{F2}$).

Показатель K_{F2} определяется произведением $\prod \eta_i$ шести показателей – своевременности и надежности выполнения процесса η_1 , удовлетворения технологических требований η_2 , полезности выполнения функции η_3 , потерь при производстве продукции η_4 , уровня использования етологіі животных η_5 и обеспечения экологии производства η_6 [3].

На основании вышеизложенного и с учетом долевого влияния λ_i элементов биотехнической системы на ее главную функцию определено выражение показателя качества функционирования биотехнической системы производства продукции животноводства:

$$K_{\Phi C} = \frac{OE_{f(T)}}{(K_{f(T)} + \Delta K)k_{CB}} k_{exp} k_{cmp} \lambda_K + \\ + \frac{(Y + Y_{\Delta K})k_Y + E_{GP}}{BE} \lambda_G + \frac{\Delta K}{k_{GP}E_{GP}} \lambda_P + K_W \lambda_W. \quad (4)$$

Показатель $K_{\Phi C}$ качества функционирования биотехнической системы оценивает состояние взаимодействия биологических элементов (объектов) системы и технических средств при условии гармонизации и постоянного развития их потенциалов. Фактором гармонизации развития элементов биологической системы (почва, корм и животное) выступает показатель $Y_{\Delta K}$ приращения продуктивности животного в функции приращения выращенного корма ($Y_{\Delta K}=k_{KM}\Delta K$, где: k_{KM} – коэффициент конверсии корма в продукцию животного) при увеличении использования навоза для производства и внесения органических удобрений в почву.

Вывод. Показатель качества функционирования биотехнической системы по (4) учитывает гармоничное развитие его элементов при определенном уровне продуктивности животного. Это является концептуальным положением методологии оптимизации параметров технико-технологической системы производства продукции животноводства.

Список литературы

1. Шацкий В. В. Концепция и методология совершенствования биотехнической системы животноводства / В. В. Шацкий // Вісник Харківського національного

технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – Харків, 2016. – Вип. 157. – С. 111–118.

2. *Шацький В. В.* Основные направления инновационного развития технико-технологического потенциала животноводства Юга Украины / *В. В. Шацький* // Агропанорама. – 2012. – № 3. – С. 21–23.

3. *Шацький В. В.* Теоретико-методологические принципы анализа функционально-качественного наполнения технико-технологического обеспечения свиноводства / *В. В. Шацький, С. М. Коломієць* // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – Харків, 2013. – Вип. 132. – С. 130–138.

4. *Теорія і практика нормованої годівлі великої рогатої худоби* / За ред. *В. М. Кандиби, І. І. Ібатулліна, В. І. Костенка*. – Житомир: ПП «Рута». 2012. – 860 с.

5. *Три системы оценки структурности корма: сырая и структурная клетчатка, показатель структуры корма и NDF, ADF, ADL* / электронный ресурс: soft-agro.com/korovy/tri-sistemy-ocenki-struktury-korma-syraya-i.

References

1. Shatsky V. V. (2016). Kontseptsyya y metodolohyya sovershenstvovanyya byotekhnicheskoy systemi zhyvotnovodstva [Concept and methodology of improvement of biotechnical systems livestock] / V. V. Shatsky // Bulletin of Kharkov National Technical University of Agriculture after Peter Vasilenko. Kharkiv, Vyp. 157. 111–118.

2. Shats'ky V. V. (2012). Osnovnie napravlenyya ynnovatsyonnoho razvytyya tekhniko-tekhnolohycheskoho potentsyala zhyvotnovodstva Yuha Ukrainy [Main directions of innovative development of the technological potential of livestock in the South of Ukraine] / V. V. Shats'ky // Agropanorama. # 3. 21–23.

3. Shats'ky V. V. (2013). Teoretyko-metodolohycheskye pryntsypy analyza funktsyonal'no-kachestvennoho napolnenyya tekhniko-tekhnolohycheskoho obesechenyya svynovodstva [Theoretical and methodological principles of functional analysis-qualitative content technological obespecheniya pig] / V. V. Shats'ky, S. M. Kolomiyets' // Bulletin of Kharkov National Technical University of Agriculture after Peter Vasilenko. Kharkiv. Vyp. 132. 130–138.

4. Teoriya i praktyka normovanoyi hodyvli velykoyi rohatoyi khudoby [Theory and practice of standardized feeding of cattle] (2012). Za red. V. M. Kandyby, I. I. Ibatullina, V. I. Kostenka. Zhytomyr: PP «Ruta». 860.

5. Try systemi otsenky strukturnosty korma: siraya y strukturnaya kletchatka, pokazatel' strukturi korma y NDF, ADF, ADL [Three of the evaluation system structure of the feed: the raw and the structural fiber, the structure parameter of forage and NDF, ADF, ADL] / elektronniy resurs: soft-agro.com/korovy/tri-sistemy-ocenki-struktury-korma-syraya-i.

МЕТОДОЛОГІЯ УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТВАРИННИЦТВА

В. В. Шацький

Анотація. Представлені концепція і методологія оптимізації параметрів біотехнічної системи виробництва продукції тваринництва, що є сукупністю біологічних і технічних елементів (об'єктів), де біологічні елементи (грунт, рослини, тварина, органічні матеріали і мікроорганізми, працівник) складають, визначену природою, біологічну систему взаємодії цих елементів,

в яку для підвищення ефективності їх функціонування (життєзабезпечення, продукування і відтворення) введені технічні елементи, що реалізують з біологічними елементами під керуванням людини, технологічні процеси, функціонально-якісне наповнення яких визначає рівень ефективності взаємодії і реалізації потенціалу природних функцій біологічних елементів.

Концепцією проведення оптимізації параметрів біотехнічної системи є зростаюча ефективність забезпечення максимальної реалізації природних функцій і генетичного потенціалу біологічних об'єктів при взаємодії їх в системі біологічних об'єктів з функціями техніко-технологічного забезпечення виробництва шляхом створення сприятливих умов функціонування цих об'єктів, з визначенням моделювання якості функціонування цих об'єктів і системи в цілому відповідно до підвищення продуктивності тварин.

Критерієм, що визначає якість функціонування і розвитку технологічних процесів біотехнічної системи, являється стан і динаміка взаємозалежного розвитку потенціалу і якості функціонування біологічних об'єктів (елементів) і, як наслідок, системи в цілому. Показник якості функціонування біотехнічної системи визначається рівнями функціональних показників якості біологічних об'єктів з урахуванням пайового впливу цих елементів біотехнічної системи на її головну функцію – продуктивність тварин.

Ключові слова: концепція, методологія, оптимізація, біологічні об'єкти, параметри, біотехнічна система, технологічні процеси

METHODOLOGY OF PERFECTION OF TECHNOLOGICAL PROVIDING OF ANIMAL HUSBANDRY

V. V. Shatsky

Abstract. *Presents the concept and methodology of optimization of parameters of biotechnical systems of livestock production, which is a combination of biological and technical elements (objects), where biological elements (soil, plants, animals, organic materials and microorganisms, worker) are determined by the nature of the biological interaction of these elements in which to improve the efficiency of their functioning (livelihood, production, and playback) introduced technical elements that implement with biological elements under human control, technological processes, functional quality content which determines the level of efficiency of the interaction and the potential of the natural functions of the biological elements.*

The concept of the optimization of the parameters of biotechnical systems is the increased efficiency maximize the sale of natural

functions and genetic potential of biological objects during their interaction in the system of biological objects with the functions of the technical and technological providing of production by creating favourable conditions for the functioning of these objects, with the definition of the modelling quality of the functioning of these facilities and the system in General, respectively, to increase the productivity of animals.

Criterion determining the quality of functioning and development of technological processes of biotechnical systems, is the state and dynamics of the interrelated development of the capacity and quality of functioning of biological objects (elements) and, as a consequence, the system as a whole. An indicator of the quality of the functioning of the biotechnical system is determined by the levels of functional quality parameters of biological objects based on the equity impact of these elements of the biotechnical system on its main function – the productivity of animals.

Keywords: *concept, methodology, optimization, biological objects, parameters, bioengineering system, processes*

УДК 538.001.2

ДО ВИЗНАЧЕННЯ ГРАНИЧНИХ ДЕФОРМАЦІЙ БЕТОНУ ЗА ДІАГРАМАМИ НАПРУЖЕННЯ – ДЕФОРМАЦІЇ БЕТОНУ ПРИ ПІДВИЩЕНИХ ТЕМПЕРАТУРАХ

**О. О. Давиденко, кандидат технічних наук
e-mail: a.david@ukr.net**

Анотація. В статті наведено методику визначення граничних деформацій бетону при різних температурах з використанням енергетичного критерію. За допомогою побудови залежностей потенціалу навантаження від величини діючого зусилля, які визначаються на основі рівноважних діаграм деформування при підвищених температурах, отримані граничні деформації бетону, що відповідають моменту порушення цілісності бетонного зразка і переходу до деформації окремих частин роздробленого бетону в результаті завершення процесу дилатації (завершення взаємовпливу об'ємної складової деформацій і складової деформацій зсуву), що призведе до утворення макротріщин відриву. За результатами обчислення значень відносного потенціалу навантаження скориговані

© О. О. Давиденко, 2016

functions and genetic potential of biological objects during their interaction in the system of biological objects with the functions of the technical and technological providing of production by creating favourable conditions for the functioning of these objects, with the definition of the modelling quality of the functioning of these facilities and the system in General, respectively, to increase the productivity of animals.

Criterion determining the quality of functioning and development of technological processes of biotechnical systems, is the state and dynamics of the interrelated development of the capacity and quality of functioning of biological objects (elements) and, as a consequence, the system as a whole. An indicator of the quality of the functioning of the biotechnical system is determined by the levels of functional quality parameters of biological objects based on the equity impact of these elements of the biotechnical system on its main function – the productivity of animals.

Keywords: *concept, methodology, optimization, biological objects, parameters, bioengineering system, processes*

УДК 538.001.2

ДО ВИЗНАЧЕННЯ ГРАНИЧНИХ ДЕФОРМАЦІЙ БЕТОНУ ЗА ДІАГРАМАМИ НАПРУЖЕННЯ – ДЕФОРМАЦІЇ БЕТОНУ ПРИ ПІДВИЩЕНИХ ТЕМПЕРАТУРАХ

**О. О. Давиденко, кандидат технічних наук
e-mail: a.david@ukr.net**

Анотація. В статті наведено методику визначення граничних деформацій бетону при різних температурах з використанням енергетичного критерію. За допомогою побудови залежностей потенціалу навантаження від величини діючого зусилля, які визначаються на основі рівноважних діаграм деформування при підвищених температурах, отримані граничні деформації бетону, що відповідають моменту порушення цілісності бетонного зразка і переходу до деформації окремих частин роздробленого бетону в результаті завершення процесу дилатації (завершення взаємовпливу об'ємної складової деформацій і складової деформацій зсуву), що призведе до утворення макротріщин відриву. За результатами обчислення значень відносного потенціалу навантаження скориговані

© О. О. Давиденко, 2016

параметри діаграми "напруження-деформація" для бетону на силікатному і карбонатному заповнювачі при підвищених температурах. Приведені результати досліджень є необхідною складовою при розробленні проекту національного стандарту України «Конструкції будинків і споруд. Проектування залізобетонних конструкцій. Основні положення. Вогнестійкість».

Ключові слова: *границя, деформація, бетон, діаграма, напруження, температура*

Постановка проблеми. Для проектування залізобетонних конструкцій за вимогами вогнестійкості існує проблема визначення граничних відносних деформацій бетону $\varepsilon_{cu1,\theta}$ при підвищених температурах, які є критерієм несучої здатності стиснутого бетону і відповідають утворенню магістральної тріщини руйнування бетону.

Аналіз останніх досліджень. Відповідно до пункту вимог директиви (CPD) протипожежної безпеки в Єврокодах 2,3,4,5,6 та 9 розроблені окремі томи – пчастини 2. Наприклад, EN 1992-1-2:2004 Eurocode 2 [1], (Єврокод 2: Проектування залізобетонних конструкцій – Частина 1-2: Загальні вимоги. Вогнестійкість), Гармонізація з цим стандартом проведена при розробленні проекту національного стандарту України ДСТУ-Н П Б В.2.6-XX: «Конструкції будинків і споруд. Проектування залізобетонних конструкцій. Основні положення. Вогнестійкість» [2]. Навантаження і впливи під час пожежі задаються за ДСТУ-Н Б EN 1991-1-2:2010 [3], гармонізованим з EN 1991-1-2:2002, IDT.

Міцнісні і деформаційні властивості для одновісного напруженого стану бетону при підвищених температурах визначаються з діаграми "напруження-деформація".

Діаграма визначається за двома параметрами: міцність на стиск $f_{c,\theta}$; деформація $\varepsilon_{c1,\theta}$, відповідна $f_{c,\theta}$. На висхідній гілці при $\varepsilon \leq \varepsilon_{c1,\theta}$ діаграма визначається залежністю:

$$\sigma(\theta) = \frac{3 \varepsilon f_{c,\theta}}{\varepsilon_{c1,\theta} \left(2 + \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_{c1,\theta}} \right)^3 \right)}, \quad (1)$$

На низхідній гілці при $\varepsilon_{c1,\theta} < \varepsilon \leq \varepsilon_{cu1,\theta}$ для розрахунку використовуються лінійні або нелінійні моделі без конкретизації їх форми.

Мета досліджень: розробка методики визначення граничних деформацій бетону при різних температурах за діаграмами напруження – деформації бетону з використанням енергетичного критерію.

За допомогою побудови залежностей потенціалу навантаження від величини діючого зусилля, які визначаються на основі

рівноважних діаграм деформування при підвищених температурах є можливість отримання граничних деформацій бетону, що відповідають моменту порушення цілісності бетонного зразка і переходу до деформації окремих частин роздробленого бетону.

Результати досліджень. У табл. 1 показані параметри для бетону на силікатному і карбонатному заповнювачах [4]. Значення $\varepsilon_{cu1, \theta}$ на низхідній гілці діаграми наведені в колонці 4 для бетону на силікатному заповнювачі і в колонці 7 для бетону на карбонатному заповнювачі.

1. Значення параметрів діаграми "напруження – деформація" для бетону на силікатному і карбонатному заповнювачі при підвищених температурах [4]

Температура бетону, $\theta, ^\circ\text{C}$	Силікатний наповнювач			Карбонатний наповнювач		
	$f_{c, \theta}/f_{ck}$	$\varepsilon_{c1, \theta}$	$\varepsilon_{cu1, \theta}$	$f_{c, \theta}/f_{ck}$	$\varepsilon_{c1, \theta}$	$\varepsilon_{cu1, \theta}$
20	1,00	0,0025	0,0200	1,00	0,0025	0,0200
100	1,00	0,0040	0,0225	1,00	0,0040	0,0225
200	0,95	0,0055	0,0250	0,97	0,0055	0,0250
300	0,85	0,0070	0,0275	0,91	0,0070	0,0275
400	0,75	0,0100	0,0300	0,85	0,0100	0,0300
500	0,60	0,0150	0,0325	0,74	0,0150	0,0325
600	0,45	0,0250	0,0350	0,60	0,0250	0,0350
700	0,30	0,0250	0,0375	0,43	0,0250	0,0375
800	0,15	0,0250	0,0400	0,27	0,0250	0,0400
900	0,08	0,0250	0,0425	0,15	0,0250	0,0425
1000	0,04	0,0250	0,0450	0,06	0,0250	0,0450
1100	0,01	0,0250	0,0475	0,02	0,0250	0,0475

Порівняння діаграми ДБН В.2.6-98 [5] при нормальній температурі з аналогічною діаграмою стандарту ДСТУ [2] показує завищене значення $\varepsilon_{cu1, \theta=20}=0,0200 = 20 \text{ } ^\circ/_{00}$ (за [5] $\varepsilon_{cu1, ck} = 2,4 \dots 4,5 \text{ } ^\circ/_{00}$ – в залежності від класу бетону). Невідповідність прояснюється при зіставленні діаграми ДСТУ з діаграмою ENV 1992-1-2 1995 (рис. 1). На рис. 1 значення $\varepsilon_{cu1, \theta=20^\circ} = 0,0200 = 20 \text{ } ^\circ/_{00}$ відповідає кінцю спадної гілки діаграми при 20°C при $\sigma \cong 0,01 \cdot f_{c, \theta}$) [4].

Таким чином, значення в стовпцях 4 та 7 табл. 1 не є граничними деформаціями бетону $\varepsilon_{cu1, \theta}$. Граничні відносні деформації бетону $\varepsilon_{cu1, \theta=20^\circ}$, які є критерієм несучої здатності стиснутого бетону, знаходяться в межах $0,0024 \dots 0,0045$, що відповідає утворенню магістральної тріщини руйнування бетону. Вважається, що після рівня напруження $0,5-0,8 f_{c, \theta=20^\circ}$ спадна гілка представляє вже не область деформування цілісного бетонного зразка, а область деформування окремих частин роздробленого бетону. У більшості зарубіжних норм граничні деформації для крайніх фібр стиснутого бетону приймаються на рівні $0,003 \dots 0,0035$ (або $3 \text{ } ^\circ/_{00} \dots 3,5 \text{ } ^\circ/_{00}$).

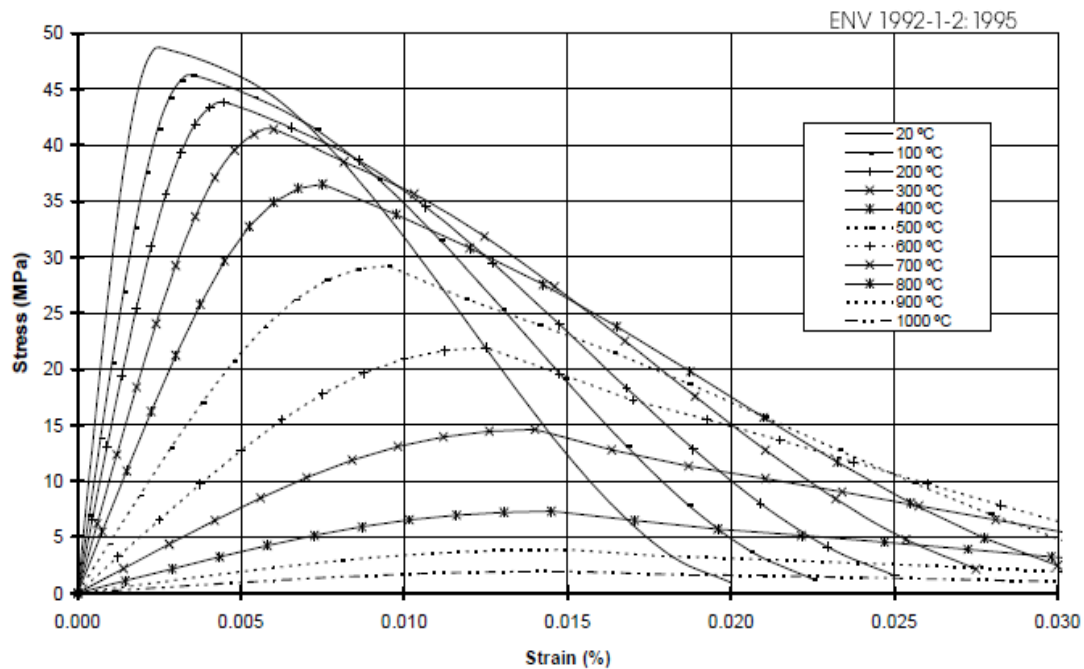


Рис. 1. Діаграми "напруження-деформації" стиснутого бетону при підвищених температурах ENV 1992-1-2 1995.

Деформації $\varepsilon_{cu1,\theta}$, наведені в табл. 1, названі граничними, відповідають напруженням $\sigma_{cu,\theta} \cong 0$ і вимагають коректування для вказівки напрямку при побудові спадаючої гілки діаграми моделі ДСТУ. Для проведення пружних і непружних розрахунків в програмних комплексах потрібні значення модулів пружності стисненого $E_{c,\theta}$ і розтягнутого бетону $E_{tc,\theta}$, деформацій $\varepsilon_{c1,\theta}$, $\varepsilon_{tc1,\theta}$, відповідних міцності на стиск $f_{c,\theta}$ і на розтяг $\varepsilon_{tcu,\theta}$, граничних деформацій $\varepsilon_{cu,\theta}$, $\varepsilon_{tcu,\theta}$ і відповідних їм граничних напружень $\sigma_{cu,\theta}$ і $\sigma_{tcu,\theta}$. Ці дані в стандарті ДБН [5] відсутні, але можуть бути отримані в результаті аналізу діаграм, наведених у ENV 1992-1-2 1995 (рис. 2), а також табличних даних.

Аналіз діаграм ENV 1992-1-2 1995 (рис. 1) показав, що таблиця 1 складена за цими даними: деформації $\varepsilon_{c1,\theta}$ відповідають міцності на стиск $f_{c,\theta}$ при зазначених температурах, деформації $\varepsilon_{cu,\theta}$ відповідають напруженням $\sigma_{cu,\theta} \cong 0,01f_{c,\theta}$. Дійсні граничні деформації $\varepsilon_{cu1,\theta}$ визначимо на основі енергетичного підходу, який вже застосовувався для аналогічних досліджень [6].

Сутність способу визначення граничної деформативності структурно неоднорідних конструкційних матеріалів щодо повних діаграм « $\sigma_c - \varepsilon_c$ » полягає в побудові залежностей потенціалу навантаження від величини діючого зусилля, які визначаються на основі рівноважних діаграм деформування.

Згідно з повними діаграмами стиснутого бетону, перебудований у безрозмірних координатах « $f_{c,\theta} / f_{ck} - \varepsilon_c$ » з діаграм

ENV 1992-1-2, були побудовані залежності відносного потенціалу навантаження від стискального зусилля « $W - P$ ».

Значення відносного потенціалу навантаження наведено у вигляді:

$$W = \frac{P \cdot \varepsilon \cdot l}{P_R \cdot \varepsilon_R \cdot l} \quad (2)$$

де: P , ε – поточні значення навантаження і деформацій, P_R , ε_R – значення навантаження і деформацій, що відповідають максимуму кривої « $\sigma_c - \varepsilon_c$ ». Розділивши значення P і P_R в чисельнику і знаменнику рівняння (2) на площу поперечного перерізу призми, можна отримати вираз відносного потенціалу навантаження через напруження:

$$W = \frac{\sigma \cdot \varepsilon \cdot l}{\sigma_R \cdot \varepsilon_R \cdot l} \quad (3)$$

Розрахунок будується у такій послідовності. З сімейства кривих вибирається крива з певною температурою і будується діаграма. Наприклад, для температури $\theta=20$ С. Використовуючи формулу (3) отримаємо:

$$W = \frac{\sigma \cdot \varepsilon \cdot l}{\sigma_R \cdot \varepsilon_R \cdot l} = \frac{\sigma \cdot \varepsilon}{0,0018}.$$

Далі складемо таблицю залежності $W=f(\sigma)$, будуємо графік $W=f(\sigma)$, рис. 2 і визначаємо його екстремум $S=0,73$. Повертаємося до діаграм, за якою для $S=0,73$ знаходимо значення $\varepsilon_{cu1,\theta} = 4,2 \text{ ‰}$.

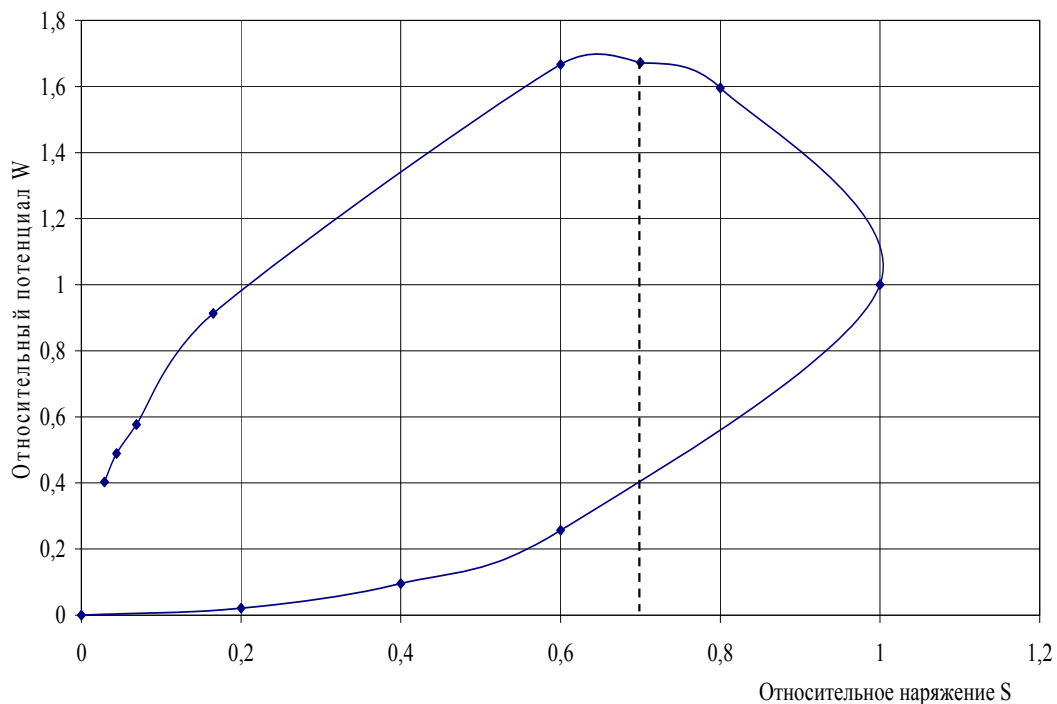


Рис. 2. Залежність відносного потенціалу навантаження W від відносного напруження S .

Аналогічно визначаємо значення параметрів діаграми "напруження-деформація" для бетону при інших температурах, табл. 2.

2. Скоригована таблиця значень параметрів діаграми "напруження-деформація" для бетону на силікатному і карбонатному заповнювачі при підвищених температурах

Температура бетону, θ , $^{\circ}\text{C}$	Силікатний наповнювач				Карбонатний наповнювач			
	$f_{c,\theta}/f_{ck}$	$\varepsilon_{c1,\theta}$	$\varepsilon_{cu,\theta}$	$\varepsilon_{cu1,\theta}$	$f_{c,\theta}/f_{ck}$	$\varepsilon_{c1,\theta}$	$\varepsilon_{cu,\theta}$	$\varepsilon_{cu1,\theta}$
20	1,00	0,0025	0,004	0,0200	1,00	0,0025	0,004	0,0200
100	1,00	0,0040	0,0054	0,0225	1,00	0,0040	0,0054	0,0225
200	0,95	0,0055	0,007	0,0250	0,97	0,0055	0,007	0,0250
300	0,85	0,0070	0,0068	0,0275	0,91	0,0070	0,0068	0,0275
400	0,75	0,0100	0,0118	0,0300	0,85	0,0100	0,0118	0,0300
500	0,60	0,0150	0,015	0,0325	0,74	0,0150	0,015	0,0325
600	0,45	0,0250	0,0195	0,0350	0,60	0,0250	0,0195	0,0350
700	0,30	0,0250	0,022	0,0375	0,43	0,0250	0,022	0,0375
800	0,15	0,0250	0,023	0,0400	0,27	0,0250	0,023	0,0400
900	0,08	0,0250	0,0235	0,0425	0,15	0,0250	0,0235	0,0425
1000	0,04	0,0250	0,0235	0,0450	0,06	0,0250	0,0235	0,0450
1100	0,01	0,0250	0,0235	0,0475	0,02	0,0250	0,0235	0,0475

Як видно з рис. 2, для всіх зразків з різною температурою нагріву процес збільшення потенціалу навантаження після досягнення максимального зусилля сповільнюється. Крива « $W - P$ » або « $W - \sigma$ » відхиляється від вертикалі і при деякому значенні навантаження (напруження) функція має екстремум, після якого відбувається зменшення потенціалу навантаження.

Значення граничних деформацій визначали на діаграмах « $\sigma_b - \varepsilon_b$ » (рис. 2) по напругам, що відповідає екстремуму функції потенціалу навантаження (рис. 3). Залежність зміни граничних деформацій від температури наведена на рис. 3.

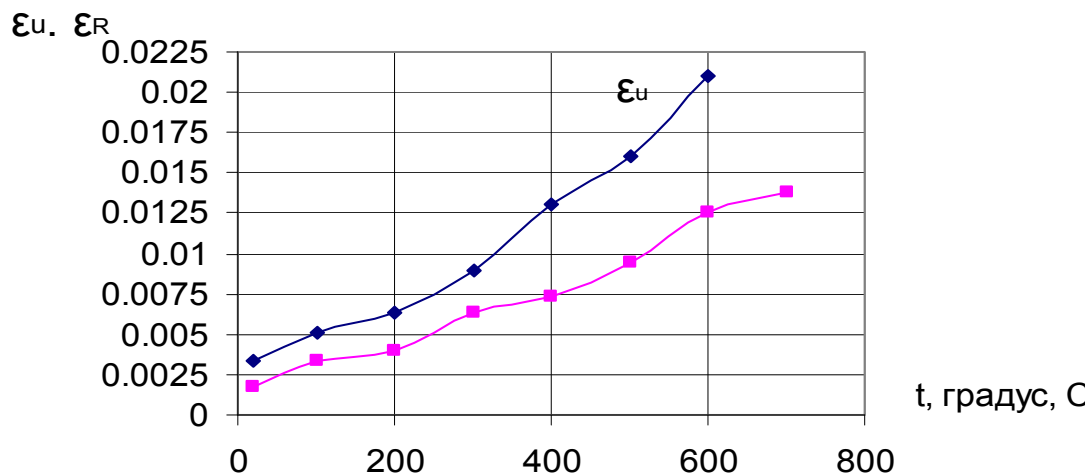


Рис. 3. Залежність зміни граничних деформацій від температури.

Висновок. Таким чином, граничні деформації бетону, обчислені на основі енергетичного критерію відповідають моменту порушення цілісності бетонного зразка, переходу до деформації окремих частин роздробленого бетону в результаті завершення процесу дилатації (взаємовпливу об'ємної складової деформацій і складової деформацій зсуву), що призведе до утворення макротріщин відриву.

Список літератури

1. EN 1992-1-2:2004 Eurocode 2: Design of concrete structures – Part 1-2: General rules – Structural fire design.
2. ДСТУ-НП Б В.2.6-ХХ: 20ХХ Конструкції будинків і споруд. Проектування залізобетонних конструкцій. Основні положення. Вогнестійкість. (EN 1992-1-2:2004).
3. ДСТУ-Н Б EN 1991-1-2:2010 Навантаження на споруди. Основні навантаження. Навантаження на споруди при пожежі «Єврокод 1. Дії на конструкції. Частина 1-2. Загальні дії. Дії на конструкції під час пожежі (EN 1991-1-2:2002, IDT)».
4. Фомін С. Л. Вогнестійкість залізобетонних конструкцій при проектуванні за національними стандартами, гармонізованими з Єврокодами / С. Л. Фомін, В. Г. Поклонський // Міжвід. науково-техн. зб. наукових праць (будівництво) / Вип. 74: в 2-х кн.: Кн. 1. – К., ДП НДІБК, 2011. – С. 68–88.
5. ДБН В.2.6-98:2009. Конструкції будинків та споруд. Бетонні та залізобетонні конструкції. Основні положення. – К.: Міністерство регіонального розвитку та будівництва України, 2011. – 71 с.
6. Бамбура А. Н. Экспериментальные исследования закономерности деформирования бетона при двухосном сжатии / А. Н. Бамбура, А. И. Давиденко // Строительные конструкции. – К.: Будівельник, 1989. – Вып. 42. – С. 95–100.

References

1. EN 1992-1-2:2004 Eurocode 2: Design of concrete structures – Part 1-2: General rules – Structural fire design.
2. DSTU-NP B V.2.6-KhKh: 20KhKh Konstruktsiyi budynkiv i sporud. Proektuvannya zalizobetonnykh konstruktsiy. Osnovni polozhennya. Vohnestiykist'. [Construction of buildings and structures. Design of reinforced concrete structures. The main provisions. The fire resistance] (2004). (EN 1992-1-2:2004).
3. DSTU-N B EN 1991-1-2: (2010). Navantazhennya na sporudy. Osnovni navantazhennya. Navantazhennya na sporudy pry pozhezhi «Yevrokod 1. Diyi na konstruktsiyi. Chastyna 1-2. Zahal'ni diyi. Diyi na konstruktsiyi pid chas pozhezhi [Load structure. The basic load. Loads on structures in fire "Eurocode 1. Action on the design. Part 1-2. The General steps. Impact on structures in fire] (EN 1991-1-2:2002, IDT)».
4. Fomin S. L., Poklons'kyi, V. H. (2011). Vohnestiykist' zalizobetonnykh konstruktsiy pry proektuvanni za natsional'nyimi standartamy, harmonizovanyimi z Evrokodamy [Fire resistance of reinforced concrete structures design according to national standards, harmonized with Eurocodes]. Mizhvid. naukovo-tekh. zb. naukovykh prats' (budivnytstvo). Vyp. 74: v 2-kh kn.: Kn. 1. K., DP NDIBK, 68–88.
5. DBN V.2.6-98 (2011). Konstruktsiyi budynkiv ta sporud. Betonni ta zalizobetonni konstruktsiyi. Osnovni polozhennya [Construction of houses and buildings. Concrete

and reinforced concrete structures. The main provisions]. K.: Ministerstvo rehional'noho rozvytku ta budivnytstva Ukrainy, 71.

6. *Bambura, A. N., Davydenko, A. Y.* (1989). Eksperymental'nie yssledovanyya zakonomernosti deformyrovanyya betona pry dvukhosnom szhatyy [Experimental studies of the regularities of deformation of concrete under biaxial compression]. Building construction. K.: Budivel'nyk, Vip. 42. 95–100.

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ПРЕДЕЛЬНЫХ ДЕФОРМАЦИЙ БЕТОНА ПО ДИАГРАММАМ НАПРЯЖЕНИЕ – ДЕФОРМАЦИИ БЕТОНА ПРИ ПОВЫШЕННЫХ ТЕМПЕРАТУРАХ

А. А. Давыденко

Аннотация. В статье приведена методика определения предельных деформаций бетона при различных температурах с использованием энергетического критерия. С помощью построения зависимостей потенциала нагрузки от величины действующего усилия, которые определяются на основе равновесных диаграмм деформирования при повышенных температурах, получены предельные деформации бетона, соответствующие моменту нарушения целостности бетонного образца и переходу к деформации отдельных частей раздробленного бетона в результате завершения процесса дилатации (завершение взаимовлияния объемной составляющей деформаций и составляющей деформаций сдвига), что приводит к образованию макротрещин отрыва. По результатам вычисления значений относительного потенциала нагрузки скорректированы параметры диаграммы "напряжение-деформация" для бетона на силикатном и карбонатном заполнителе при повышенных температурах. Приведенные результаты исследований являются необходимой составляющей при разработке проекта национального стандарта «Конструкции зданий и сооружений. Проектирование железобетонных конструкций. Основные положения. Огнестойкость».

Ключевые слова: граница, деформация, бетон, диаграмма, напряжение, температура

TO DEFINITION OF ULTIMATE STRAIN OF CONCRETE DIAGRAMS TENSION – STRAIN CURVE OF CONCRETE AT ELEVATED TEMPERATURES

O. O. Davydenko

Abstract. In paper the technique of determination of ultimate strain of concrete at different temperatures using the energy criterion. Using build dependencies of the potential load on the magnitude of the current efforts, which are determined on the basis of equilibrium diagrams, deformation at elevated temperatures, the obtained limiting strain of concrete corresponding to the time of violation of the integrity of the concrete sample and the transition to deformation of individual pieces

of crushed concrete as a result of completing the process of dilatation (the end of the interaction volumetric component of the deformation component and shear deformation) that leads to the formation of macro cracks detection of separation. The results of calculation of values of the relative capacities load the adjusted parameters of diagram "stress-strain" for concrete silicate and carbonate filler at elevated temperatures. The results of studies are a necessary component in the development of draft national standard "Construction of buildings and structures. Design of reinforced concrete structures. The main provisions. The fire".

Keywords: *boundary, deformation, concrete, diagram, voltage, temperature*

УДК 632.08

ДОСЛІДЖЕННЯ БОКСУ З КОМАХАМИ ЯК ОБ'ЄКТА АВТОМАТИЗАЦІЇ

**В. П. Лисенко, доктор технічних наук
Національний університет біоресурсів і
природокористування України**

**І. С. Чернова, інженер
Інженерно-технологічний інститут «Біотехніка» НААН**

Анотація. Досліджено бокс для вирощування млинової вогнівки (*Ephestia kuehniella*), комахи-хазяїна ентомофага бракона (*Bracon hebetor*), як об'єкт автоматизації. Актуальність роботи полягає в тому, що дослідження боксу з комахами як об'єкта автоматизації є важливим етапом на шляху створення енергоефективної системи керування електротехнічним комплексом для виробництва ентомофагів. Метою роботи є визначення динамічних властивостей боксу з комахами як об'єкта керування. Наведено параметричну модель боксу. Вхідними параметрами є густина гусениць; густина зерна; густина повітря; об'єм повітря боксу; об'єм кювети; середня маса гусениць; маса зерна; питома теплоємність гусениць; питома теплоємність зерна; питома теплоємність повітря. Вихідним параметром є температура боксу. Параметри збурення - температура та відносна вологість зовнішнього середовища, температура зерна. Параметри керування – потужність нагрівника і потужність зволожника. Формалізовано тепловий баланс боксу у вигляді диференційного рівняння першого порядку.

© В. П. Лисенко, І. С. Чернова, 2016

of crushed concrete as a result of completing the process of dilatation (the end of the interaction volumetric component of the deformation component and shear deformation) that leads to the formation of macro cracks detection of separation. The results of calculation of values of the relative capacities load the adjusted parameters of diagram "stress-strain" for concrete silicate and carbonate filler at elevated temperatures. The results of studies are a necessary component in the development of draft national standard "Construction of buildings and structures. Design of reinforced concrete structures. The main provisions. The fire".

Keywords: *boundary, deformation, concrete, diagram, voltage, temperature*

УДК 632.08

ДОСЛІДЖЕННЯ БОКСУ З КОМАХАМИ ЯК ОБ'ЄКТА АВТОМАТИЗАЦІЇ

**В. П. Лисенко, доктор технічних наук
Національний університет біоресурсів і
природокористування України**

**І. С. Чернова, інженер
Інженерно-технологічний інститут «Біотехніка» НААН**

Анотація. Досліджено бокс для вирощування млинової вогнівки (*Ephestia kuehniella*), комахи-хазяїна ентомофага бракона (*Bracon hebetor*), як об'єкт автоматизації. Актуальність роботи полягає в тому, що дослідження боксу з комахами як об'єкта автоматизації є важливим етапом на шляху створення енергоефективної системи керування електротехнічним комплексом для виробництва ентомофагів. Метою роботи є визначення динамічних властивостей боксу з комахами як об'єкта керування. Наведено параметричну модель боксу. Вхідними параметрами є густина гусениць; густина зерна; густина повітря; об'єм повітря боксу; об'єм кювети; середня маса гусениць; маса зерна; питома теплоємність гусениць; питома теплоємність зерна; питома теплоємність повітря. Вихідним параметром є температура боксу. Параметри збурення - температура та відносна вологість зовнішнього середовища, температура зерна. Параметри керування – потужність нагрівника і потужність зволожника. Формалізовано тепловий баланс боксу у вигляді диференційного рівняння першого порядку.

© В. П. Лисенко, І. С. Чернова, 2016

Отримано математичну модель процесу змінювання температури боксу від теплоти нагрівника у вигляді аперіодичної ланки та ланки чистого запізнювання. Наведено експериментальну та аналітичну перехідні характеристики процесу зміни температури боксу при включенні обігрівача потужністю 1000 Вт. Результати досліджень можуть бути використаними на початковій стадії розробки енергоефективної системи керування електротехнічним комплексом при виробництві ентомофага бракон.

Ключові слова: бокс з комахами, об'єкт керування, температура боксу

Постановка проблеми. Виробництво біологічних засобів захисту рослин, зокрема, ентомофагів гарантованої якості з метою отримання екологічно чистої харчової продукції є перспективним напрямом розвитку сучасної біотехнології. Керування якістю ентомофагів містить встановлення взаємозв'язку між біологічними показниками якості ентомофагів (плодючістю; масою яєць, гусениць, імаго; статевим індексом та ін.) і параметрами техноценозу.

Аналіз останніх досліджень. В ІТІ «Біотехніка» НААН України розроблено таку систему та проведено експериментальні її дослідження в стандартному боксі для розведення млинової вогнівки (*Ephestia kuehniella*), комах-хазяїна гусеничного ентомофага бракон (*Bracon hebetor*) [1]. Однак розроблена система керування характеризується суттєвою коливальністю регульованих параметрів, що призводить до втрат електроенергії. Тому дослідження боксу з комахами як об'єкта автоматизації є важливим етапом на шляху створення енергоефективної системи керування електротехнічним комплексом для виробництва ентомофагів.

Мета досліджень – визначення динамічних властивостей боксу з комахами як об'єкта керування.

Результати досліджень. Об'єктом дослідження був бокс об'ємом 10 м^3 ($2,95 \times 1,8 \times 1,9 \text{ м}^3$) для розведення млинової вогнівки; в боксі знаходилось 32 кювети з поживним середовищем (меленим зерном ячменю) та ентомокультурами (рис. 1). Знаходиться бокс у приміщенні, в якому система опалення відсутня.

На технологічний процес отримання гусениць млинової вогнівки впливають такі параметри мікроклімату як температура, відносна вологість та концентрація вуглекислого газу. Вимірювання та регулювання мікроклімату боксу здійснюється із використанням спеціалізованих технічних приладів: вимірник-регулятор TPM 202 OVEN; вимірювальний модуль MBA8 OVEN; датчики температури і вологості; газоаналізатор Дозор С-М; SCADA – система OWEN

PROCESS MANAGER (OPM) v.1.2; персональний комп'ютер; адаптер інтерфейса USB/RS-485 AC-4 OВЕН [1]. На рис. 2 наведена параметрична модель боксу з комахами, де параметрами керування є: P_n – потужність нагрівника, Вт; $P_{зв}$ – потужність зволожника, Вт; параметрами збурення: $\theta_{зов}$, °С; $\phi_{зов}$, %; θ_3 , °С – температура та відносна вологість зовнішнього середовища, температура зерна; вхідними: ρ_z – густина гусениць, мг/м³; ρ_3 – густина зерна, кг/м³; ρ_n – густина повітря, кг/м³; $V_б$ – об'єм повітря боксу, м³; V_k – об'єм кювети, м³; M_z – середня маса гусениць, мг; M_3 – маса зерна, кг; C_z – питома теплоємність гусениць, кДж/кг·°С; C_3 – питома теплоємність зерна, кДж/кг·°С; C_n – питома теплоємність повітря, кДж/кг·°С; вихідними: $\theta_б$ – температура боксу, °С.



Рис. 1. Об'єкт керування.

Формалізуємо тепловий режим боксу з комахами. Тепло від електромережі та освітлення не враховуємо. В узагальненому вигляді рівняння теплового балансу боксу має вигляд [2]:

$$(\rho_n \cdot V_б \cdot C_n + \rho_3 \cdot V_k \cdot C_3 + \rho_z \cdot V_k \cdot C_z) \cdot \frac{d\theta_б}{dt} = Q_n(t) - Q_{оз}(t), \quad (1)$$

де: Q_n – теплота, нагрівника, Вт; $Q_{оз}$ – теплота, що виноситься з боксу через огорожувальні конструкції (стіни та двері), Вт.

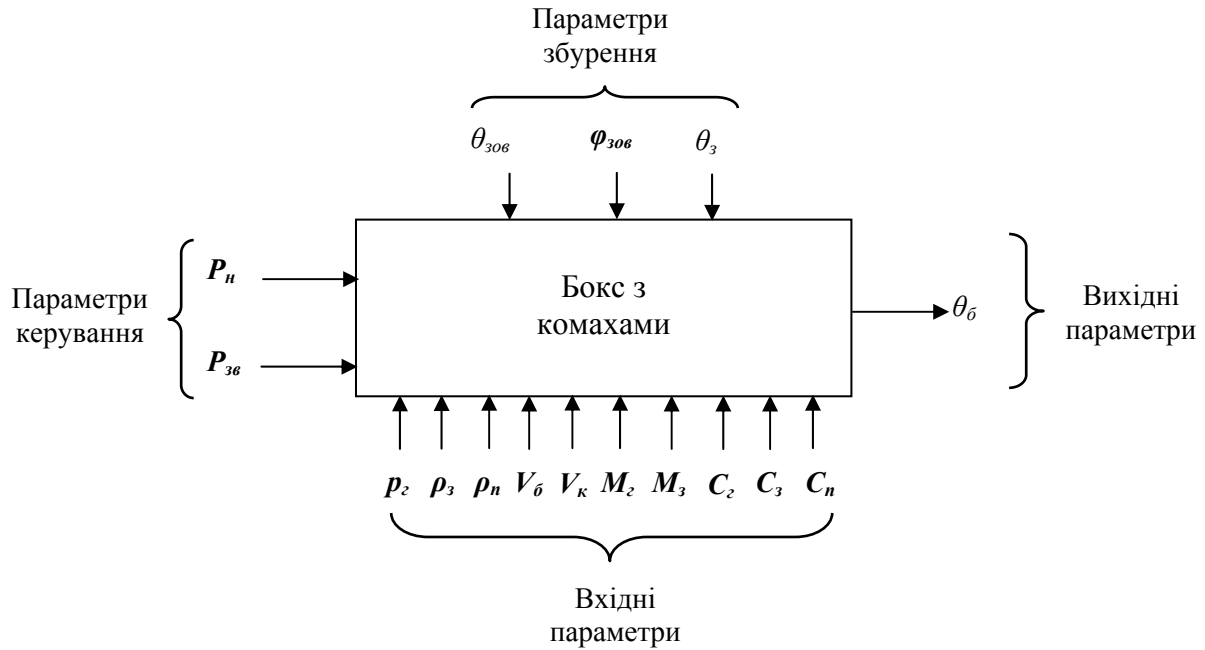


Рис. 2. Параметрична модель боксу з комахами.

Кількість теплоти, що виноситься з боксу через огорожувальні конструкції, розраховується за виразом:

$$Q_{оз}(t) = K_{\delta} \cdot (\theta_{\delta}(t) - \theta_{зов}(t)), \quad (2)$$

$$K_{\delta} = \frac{S_{cm1}}{R_{cm1}} + \frac{S_{cm2}}{R_{cm2}} + \frac{S_{cm3}}{R_{cm3}} + \frac{S_{\delta\delta}}{R_{\delta\delta}} + \frac{S_{cm}}{R_{cm}} + \frac{S_{нидл}}{R_{нидл}}, \quad (3)$$

$$R_{cm1} = \frac{L_{cm1}}{\lambda_{cm1}} = \frac{L_{пласт}}{\lambda_{пласт}} + \frac{L_{дер}}{\lambda_{дер}} + \frac{L_{нов}}{\lambda_{нов}}, \quad (4)$$

$$R_{cm2} = R_{cm3} = \frac{L_{цег}}{\lambda_{цег}}, \quad (5)$$

$$R_{\delta\delta} = \frac{L_{\delta\delta}}{\lambda_{\delta\delta}}, \quad (6)$$

$$R_{cm} = \frac{L_{cm}}{\lambda_{cm}}, \quad (7)$$

$$R_{нидл} = \frac{L_{нидл}}{\lambda_{нидл}}, \quad (8)$$

де: K_{δ} – коефіцієнт теплоізоляції боксу, Вт/°С; S_{cm1} , S_{cm2} , S_{cm3} , $S_{\delta\delta}$, S_{cm} , $S_{нидл}$ – відповідно площі: стіни, що межує із зовнішнім приміщенням; стіни, що межує з коридором; стіни, що межує із приміщенням № 2; двері; стелі та підлоги, м²; R_{cm1} , R_{cm2} , R_{cm3} , $R_{\delta\delta}$, R_{cm} , $R_{нидл}$ – відповідно термічний опір стін, двері, стелі та підлоги, м²·°С/Вт; $L_{пласт}$, $L_{дер}$, $L_{нов}$ – товщина пластика, дерева, повітряного зазору, м; L_{cm1} , L_{cm2} , L_{cm3} , $L_{\delta\delta}$, L_{cm} , $L_{нидл}$ – товщина стін, двері, стелі та підлоги, м; λ_{cm1} , λ_{cm2} , λ_{cm3} , $\lambda_{\delta\delta}$, λ_{cm} , $\lambda_{нидл}$ – відповідна теплопровідність стін, двері, стелі та підлоги,

Вт/м·°С; $\lambda_{\text{пласт}}=0,06$ Вт/м·°С (теплопровідність пластика); $\lambda_{\text{дер}}=0,2$ Вт/м·°С (теплопровідність дерева); $\lambda_{\text{нов}}=0,03$ Вт/м·°С (теплопровідність повітря); $\lambda_{\text{цег}}=0,7$ Вт/м·°С (теплопровідність цегли); $\lambda_{\text{ст}}=\lambda_{\text{нідл}}=1,7$ Вт/м·°С (теплопровідність залізобетону).

Теплота від боксу, з одного боку, передається кюветам із зерном, а від зерна – до комах, які є пойкилотермними організмами, їх температура є непостійною та залежить від температури навколишнього середовища. В будь-якому організмі продукується ендогенне тепло як результат усіх метаболічних реакцій [3]. За даними І. Д. Стрельнікова, температура тіла комах, що перебувають у спокої і не піддаються опроміненню сонцем, приблизно дорівнює температурі навколишнього середовища [4].

За результатами проведених в ІТІ «Біотехніка» досліджень, середня температура зерна в кюветі (з 1-го по 31-й дні розвитку ентомокультури) становила 27,6 °С при середній температурі боксу 28 °С. Однак у період інтенсивного розвитку гусениць (з 20-го по 31-й день) спостерігалось підвищення температури зерна до 36,6 °С в окремій кюветі та в середньому до 32 °С у восьми кюветах.

Отже рівняння теплового балансу має вигляд:

$$\left(\frac{\rho_n \cdot V_o \cdot C_n + \rho_z \cdot V_k \cdot C_z + \rho_e \cdot V_k \cdot C_e}{K_o} \right) \cdot \frac{d\theta_o}{dt} + \theta_o(t) = \frac{1}{K_o} \cdot Q_n(t) + \theta_{\text{зов}}(t). \quad (9)$$

Вираз (9) – диференціальне рівняння першого порядку, котре характеризує залежність температури боксу від керуючого (теплоти, що виділяється нагрівником) та збурюючого (температури зовнішнього середовища) впливів.

Запишемо рівняння (9) в операторній формі, для чого позначимо постійну часу T_q :

$$\frac{\rho_n \cdot V_o \cdot C_n + \rho_z \cdot V_k \cdot C_z + \rho_e \cdot V_k \cdot C_e}{K_o} = T_q, \quad (10)$$

$$(T_q p + 1) \cdot \theta_o(p) = k_1 \cdot Q_n(p) + \theta_{\text{зов}}(p), \quad (11)$$

де: $k_1 = \frac{1}{K_o}$, °С/Вт – коефіцієнт підсилення об'єкта, що досліджується.

Процес змінювання температури боксу під впливом теплоти нагрівника представлено передатною функцією у вигляді аперіодичної (інерційної) ланки першого порядку:

$$W(p) = \frac{\theta_o(p)}{Q_n(p)} = \frac{k_1}{T_q p + 1}. \quad (12)$$

За результатами досліджень розраховано K_o , $T_q^{\text{розн}}$, $k_1^{\text{розн}}$. Так, $\rho_n=1,165$ кг/м³ (при 30 °С); $V_o=10$ м³; $C_n=1,005$ кДж/кг·К; $V_k=0,01$ м³; $M_z=12$ кг (в 8-ми кюветах); $C_z=1,7$ кДж/кг·К [5]; $M_e=0,9979$ кг (в 8-ми кюветах) із розрахунку того, що середня кількість гусениць в одній

куветі складає 7316 шт., середня маса однієї гусениці – 17,05 мг; $C_2 = 3,8$ кДж/кг·°C (теплоємність гемолімфи близька до теплоємності води і складає 3,77–3,89 кДж/(кг·°C) [6]; $S_{cm1} = 4,37$ м²; $S_{cm2} = 5,61$ м²; $S_{cm3} = 3,42$ м²; $S_{\delta\theta} = 1,24$ м²; $S_{cm} = S_{nidl} = 5,31$ м²; $L_{plast} = 0,016$ м; $L_{\delta\theta} = 0,09$ м; $L_{нов} = 0,006$ м; $L_{cm3} = L_{цез} = 0,15$ м; $L_{\delta\theta} = 0,04$ м.

$$K_{\theta} = 4,75 + 26,18 + 6,2 + 15,96 + 2 \cdot 60,18 = 173,45 \text{ Вт/}^{\circ}\text{C}, \quad (13)$$

$$T_{\theta}^{розр} = \frac{11708 + 81600 + 15163}{173,45} = 625 \text{ с}; \quad (14)$$

$$k_1^{розр} = \frac{1}{173,45} = 0,006 \text{ }^{\circ}\text{C/Вт}. \quad (15)$$

Бокс із комахами є об'єктом із запізнюванням, величина котрого визначається часом проходження сигналу від місця розташування нагрівника до датчика температури (1,8 м); при цьому нагрівник масляного типу «ТермоЛюкс», що використовувався, є інерційним об'єктом. За результатами аналізу експериментально отриманої перехідної характеристики (технологи рекомендують утримувати млинову вогнівку при температурі розвитку 26 ± 1 °C [7]) процесу змінювання температури боксу при включенні нагрівника потужністю 1000 Вт при температурі повітря в зовнішньому приміщенні 18 °C було визначено, що час чистого запізнювання τ складає 180 с. Початковими умовами були температура боксу 20,6 °C при $t_0 = 0$ с. Обчислення $T_{\theta}^{експ}$, $k^{експ}$ здійснювали за рекомендаціями [8]:

$$k_1^{експ} = \frac{27 - 20,6}{1000} = 0,0064 \text{ }^{\circ}\text{C/Вт}, \quad (16)$$

$$T_{\theta}^{експ} = 1,25 \cdot (t_{0,7} - t_{0,33}) = 1,25 \cdot (1500 - 880) = 775 \text{ с}, \quad (17)$$

$$W_1(p)^{експ} = \frac{\theta_{\theta}(p)}{Q_n(p)} = \frac{0,0064}{775p + 1} \cdot e^{-180p}, \quad (18)$$

$$W_1(p)^{розр} = \frac{\theta_{\theta}(p)}{Q_n(p)} = \frac{0,006}{625p + 1} \cdot e^{-180p}, \quad (19)$$

$$\theta_{\theta}(t)^{розр} = 20,6 + 6 \cdot (1 - e^{-\frac{t-180}{625}}). \quad (20)$$

На рис. 3 наведено експериментальну та аналітичну перехідні характеристики процесу змінювання температури боксу при включенні нагрівника потужністю 1000 Вт.

Відносна похибка між даними експерименту та розрахунків складає 9,7 %, що дозволяє зробити висновок про можливість використання отриманої моделі бокса на початковій стадії розробки енергоефективної системи керування.

Висновки

1. Розроблено математичну модель процесу змінювання температури боксу з комахами від керуючого впливу – теплоти

нагрівника – у вигляді аперіодичної ланки з постійною часу 625 с, коефіцієнтом підсилення 0,006 °C/Вт та ланки чистого запізнювання із запізненням у 180 с.

2. Результати досліджень можуть бути використаними на початковій стадії розробки енергоефективної системи керування електротехнічним комплексом при виробництві ентомофага бракон.

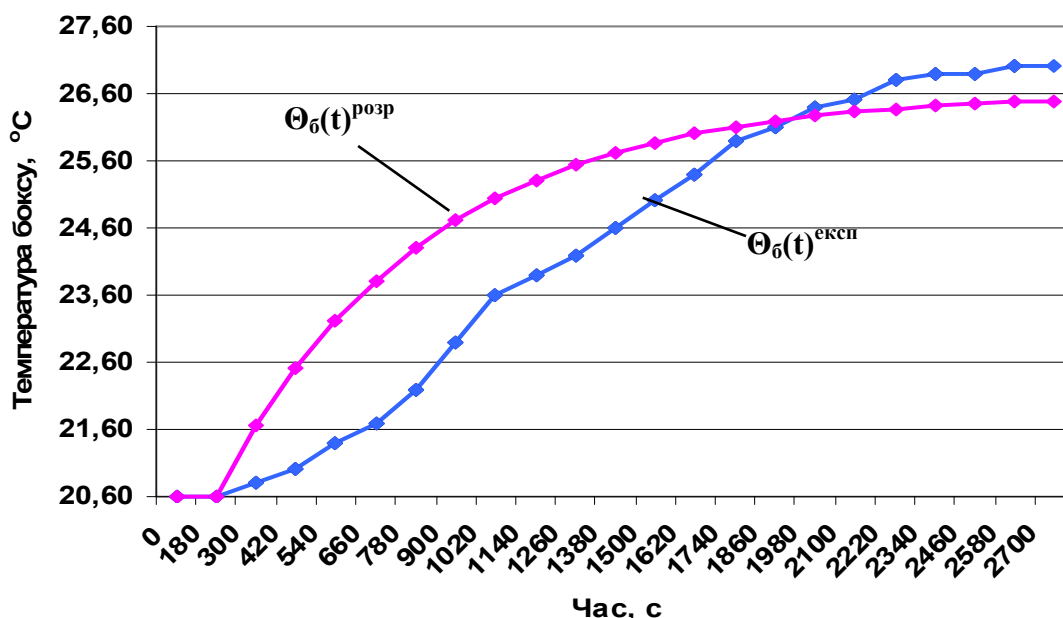


рис. 3. Експериментальна та аналітична порадні характеристики змінювання температури боксу.

Список літератури

1. Лысенко, В. Ф. Формирование требований к энергоэффективным системам управления качеством энтомофагов [Текст] : 2016 Информ. бюлетень СПРС МОББ 49 / В. Ф. Лысенко, И. С. Чернова // Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції, Одеса, 2016. – С. 155–160.
2. Грошева, Л. П. Принцип составления энергетического (теплового) баланса и тепловые расчеты химико-технологических процессов [Текст] : учеб. / Л. П. Грошева. – В. Новгород: Новгородский государственный университет, 2006. – 14 с.
3. Салтыков, А. В. Биозкология [Текст] / А. В. Салтыков. – Ульяновск: Ульяновский государственный технический университет, 2000. – 88 с.
4. Стрелкова, Е. В. Физиология насекомых [Текст] / Е.В. Стрелкова, В.П. Дуктов. – Горки: Белорусская сельскохозяйственная академия, 2008. – 25 с.
5. Дацишин, О. В. Технологічне обладнання зернопереробних та олійних виробництв [Текст] / О. В. Дацишин, А. І. Ткачук, О. В. Гвоздєв, Ф. Ю. Ялпачик, В. О. Гвоздєв. – Вінниця: Нова Книга, 2008. – 488 с.
6. Еськов, Е. К. Конвергентное сходство механизмов терморегуляции у теплокровных животных и консолидированных скоплений насекомых [Текст] / Е. К. Еськов, В. А. Тобоев // Наземные экосистемы. Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2013. – Т.15, № 3. – С. 169–176.
7. Молчанова, О. Д. Розведення млинової вогнівки для вирощування ектопаразиту бракон (*Habrobracon hebetor* Say) [Текст] / О. Д. Молчанова, І. А. Копко // Аграрний вісник Півдня. – 2014. – №1. – С. 131–134.

8. Дядик, В. Ф. Теория автоматического управления [Текст] : учеб. / В. Ф. Дядик, С. А. Байдали, Н. С. Криницын. – Томск: Томский политехнический университет, 2011. –196 с.

References

1. Lysenko, V. F., Chernova, I. S. (2016). Formation of requirements to the energy efficient quality management systems entomophages : Information bulletin IOBS EPRS 49 Materials of International scientific-practical conference, Odesa, 155–160.
2. Grosheva, L. P. (2000). Printsip sostavleniya energeticheskogo (teplovogo) balansa i teplovye raschety himiko-tehnologicheskikh protsessov [The principle of drawing energy (heat) balance and thermal calculations of chemical-technological processes]. Novgorodskiy gosudarstvennyy universitet, 14.
3. Saltykov, A. V. (2000). Bioekologiya [Bioecology] Ulyanovsk state technical University, 88.
4. Strelkova, E. V., Duktov, V. P. (2008). Fiziologiya nasekomyh [Physiology of insects]. Gorki: Belorusskaya selskohozyaystvennaya akademiya, 25.
5. Datsishin, O. V., Tkachuk, A. I., Gvozdev, O. V., Yalpachik, F. Yu., Gvozdev, V. O. (2008). Tehnologichne obladnannya zernopererobnih ta oliynih virobnitstv [Technological equipment of grain processing and oil industries]. Vinnitsya: Nova Kniga, 488.
6. Eskov, E. K., Toboev, V. A. (2013). Konvergentnoe shodstvo mekhanizmov termoregulyatsii u teplokrovnyh zhivotnyh i konsolidirovannyh skopleniy nasekomyh [Convergent similarity of the mechanisms of thermoregulation in warm-blooded animals, and consolidated insect swarms] Terrestrial ecosystems. Proceedings of the Samara scientific center, Russian Academy of Sciences, 15, 3, 169–176.
7. Molchanova, O. D., Kopko, I. A. (2014). Rozvedennya mlinovoyi vognivki dlya viroshchuvannya ektoparazitu brakon (Habrobracon hebetor Say.) [Breeding Ephestia kuehniella for growing ectoparasite bracon (Habrobracon hebetor Say.)] Agricultural Wyk South, 1, 131–134.
8. Dyadik, V. F. Baydali, S. A. Dyadik, N. S. (2011). Teoriya avtomaticheskogo upravleniya [Theory of automatic control]. Tomskiy politehnicheskii universitet, 196.

ИССЛЕДОВАНИЯ БОКСА С НАСЕКОМЫМИ КАК ОБЪЕКТА АВТОМАТИЗАЦИИ

В. Ф. Лысенко, И. С. Чернова

Аннотация. Исследован бокс для розведения мельничной огневки (*Ephestia kuehniella*), насекомого-хозяина энтомофага бракона (*Bracon hebetor*), как объект автоматизации. Актуальность работы состоит в том, что исследования бокса с насекомыми как объекта автоматизации являются важным этапом при создании энергоэффективной системы управления электротехническим комплексом для производства энтомофагов. Целью работы является определение динамических свойств бокса как объекта управления. Приведена параметрическая модель бокса. Входными параметрами являются плотность гусениц; плотность зерна; плотность воздуха; объем воздуха бокса; объем кюветы; средняя масса гусениц; масса зерна; удельная теплоемкость гусениц; удельная теплоемкость зерна;

удельная теплоемкость воздуха. Выходным параметром является температура бокса. Параметры возмущения - температура и относительная влажность внешней среды, температура зерна. Параметры управления – мощность нагревателя и мощность увлажнителя. Формализован тепловой баланс бокса в виде дифференциального уравнения первого порядка. Получена математическая модель процесса изменения температуры бокса от теплоты нагревателя в виде апериодического звена и звена чистого запаздывания. Приведена экспериментальная и аналитическая переходные характеристики процесса изменения температуры бокса при включении нагревателя мощностью 1000 Вт. Результаты исследований могут быть использованы на начальной стадии разработки энергоэффективной системы управления электротехническим комплексом в производстве энтомофага бракон.

Ключевые слова: бокс с насекомыми, объект управления, температура бокса

RESEARCH BOX WITH INSECTS AS AUTOMATION OBJECTS

V. P. Lysenko, I. S. Chernova

Abstract. Investigated boxing for growing the *Ephestia kuehniella*, an insect host *Bracon hebetor*, as facility automation. The urgency of work consists that research of the box with the insects as the object of automation is an important step in creating energy efficient systems electrotechnical complex for the production of entomophages. The aim is to determine the dynamic properties box as the control object. Given a parametric model box. Input parameters the density of larvae; grain density; the density of the air; the air volume of the box; the volume of the cell; the average weight of the larvae; grain weight; specific heat of larvae; the specific heat of grain, specific heat of the air. The output parameter is the temperature of the box. The parameters of the perturbation – temperature and relative humidity of the external environment, the temperature of the grain. Control parameters – heater power, power humidifier. Heat balance Boxing is formalized by the differential equation of the first order. The received mathematical model of process of change of the temperature of the box from the heat of the heater in the form of an aperiodic link and link of the pure delay. Given experimental and analytical transient characteristics of the process the temperature change of the box when you turn on the heater power 1000 watts. The results of the study can be used at the initial stage of the development of energy efficient systems controlling electrical complex in the production of *Bracon hebetor*.

Keywords: box with insects, control object, temperature of box

КОНЦЕПЦІЯ ВИРОБНИЦТВА ЕКОЛОГІЧНО БЕЗПЕЧНОЇ ПРОДУКЦІЇ РОСЛИННИЦТВА ТА ТВАРИННИЦТВА

**Г. А. Голуб, доктор технічних наук
О. А. Марус, кандидат технічних наук
e-mail: gagolub@mail.ru**

Анотація. В роботі наведена актуальність і важливість виробництва екологічно безпечної продукції. Показано важливість поєднання виробництва екологічно безпечної продукції рослинництва і тваринництва. Аналіз вимог виробництва екологічно безпечної продукції дозволив сформулювати перелік головних показників, які є невід'ємною складовою такого виробництва. До виробництва органічної продукції тваринництва були відокремлені наступні основні показники: доступ тварин до відкритих пасовищ; підбір порід зі стійкістю до хвороб; безприв'язне утримування тварин; відповідність приміщень та відкритих майданчиків біологічним та поведінковим потребам тварин; обов'язкова ідентифікація та реєстрація тварин; відповідна кількість тварин на 1 га с.г. угідь; репродукцію тварин необхідно здійснювати природнім методом; вигодовування тварин проводити натуральним материнським молоком; використовувати корми власного виробництва не менше 50 %. До виробництва органічної продукції рослинництва були відокремлені наступні основні показники: здійснювати утилізацію відходів; вибір стійких сортів рослин; чергування культур в сівозміні; зменшувати негативний вплив на ґрунти; мінімізувати забруднення навколишнього середовища; відновлення та підтримання системи лісосмуг; біологічний контроль шкідників та хвороб; використання органічних добрив.

Ключові слова: екологічно безпечна продукція, рослинництво, тваринництво

Постановка проблеми. На сьогодні перед людством постало декілька невідкладних проблем. Серед них продовольча, енергетична та екологічна, розв'язання яких вимагає максимально ефективного збалансування харчових, сировинних та енергетичних потреб з можливостями агроєкосистем. Комплексне вирішення цих проблем спрямоване на подолання протиріччя між потребами у збільшенні виробництва продуктів харчування та енергії та необхідністю утримання екологічної рівноваги та стану

© Г. А. Голуб, О. А. Марус, 2016

навколишнього природного середовища. Як показує досвід, натуральну високоякісну продукцію можна отримувати без використання синтетичних речовин при одночасному збереженні родючості ґрунту, однак у цьому випадку резерви збільшення виробництва обмежені, що вступає у протиріччя з потребами у сільськогосподарській продукції. Тому проблема виробництва якісних та безпечних для людини продуктів харчування в кількості, достатній для забезпечення потреб населення з одночасним відтворенням родючості ґрунтів, є актуальною для агропромислового виробництва.

Серйозною задачею на сучасному етапі є також залучення в енергетичний баланс біологічних видів палива, як поновлюваних ресурсів акумульованої сонячної енергії, оскільки збільшення використання біологічних енергоресурсів доволі складний процес, що потребує додаткових витрат для надання їм необхідних якостей.

Аналіз останніх досліджень. Значний внесок у дослідження та обґрунтування технологій виробництва екологічно безпечної продукції зробив відомий вчений професор М. К. Шикула зі своєю науковою школою. Їх роботи були направлені на дослідження ґрунтозахисних технологій виробництва продукції рослинництва. Технологію обробітку ґрунту вони розглядали, у першу чергу, без оранки, застосування якої призводить до стресового стану ґрунтових мікроорганізмів. Тобто в основі їх ґрунтообробних технологій було застосування мінімальної обробітки ґрунту із використанням природніх біологічних законів, які виробила природа та землеробських законів мінімуму і повернення для досягнення закону оптимуму, при якому рослини у найбільшій мірі забезпечуються умовами життя і розвитку [1].

У напрямку виробництва екологічно безпечної продукції рослинництва виконано ряд наукових досліджень, які спрямовані на виробництво та використання мікробіологічних препаратів. Так робота Теслюка В. В. охоплює питання обробки зерна мікобіологічними препаратами, виготовленими на основі полісахаридів хітину та глюканів трутовика справжнього, а також біотехнології вилучення полісахаридів із клітинної стінки гриба. Ефективність дії препарату після обробки зерна пшениці озимої проти кореневої гнилі становила 73,6 %, а обприскування рослин у період вегетації дозволило затримати розвиток лептоспірозу на 28,6 %, борошнистої роси – на 14,1 % [2].

В роботах Таргоні В. С. пропонується інтегроване використання в сільськогосподарському виробництві альтернативних біотехнологічних операцій як складових сільськогосподарських біоконверсних комплексів. Біоконверсний комплекс базується на використанні інтегрованих у виробничі

процеси спеціалізованих техноценозів для максимально можливої з екологічної точки зору біотехнологічної переробки всієї органічної нетоварної біомаси для подальшого повного або часткового повернення перетвореної сировини у виробничі процеси з метою зменшення енергетичних витрат виробництва, повного або часткового усунення негативної дії виробництва на довкілля, санації та відновлення родючості ґрунтів, можливості отримання біологічної продукції [3].

На сьогодні у біологічному захисті рослин проти шкідників застосовується широкий вибір ентомофагів та акарифагів із класу комах. До них відноситься і ентомофаг трихограма. Нами проведені дослідження по покращенню якісних показників ентомологічного препарату трихограми, шляхом визначення оптимальних конструкційно-технологічних параметрів калібратора яєць зернової молі, які призвели до підвищення на 31 % ймовірності добору крупних яєць для подальшого розведення [4]. Ентомологічний біопрепарат трихограми виду *Trichogramma evanescens* Westw., одержаний за допомогою біотехнологічного процесу з використанням пневматичного калібратора яєць зернової молі всім поколінням мав І-й клас якості. В той час, як у базовому біотехнологічному процесі без використання пневматичного калібратора, він мав І клас якості лише до четвертого покоління [5]. Отриманий ентомологічний препарат трихограми з покращеними якісними показниками був перевірений в біологічному захисті при вирощуванні кукурудзи на зерно, що дозволило зменшити пошкодження рослин на дослідній ділянці на 48 % у порівнянні з контрольним варіантом [6].

Нами також проводились дослідження в напрямку переробки гною з подальшим отриманням біогазу та біодобрив [7, 8, 9]. За результатами досліджень були розроблені обертові метантенки періодичної дії. Головна їх перевага полягає в тому, що обертовий барабан знаходиться в рідині, що значно зменшує енергетичні витрати на перемішування субстрату [10, 11].

В останні роки спостерігається тенденція до розвитку органічного виробництва в Україні, зростає кількість підприємств, які направили свою діяльність на отримання екологічно безпечної продукції. У 2015 році підприємств в Україні, що виробляють органічну молочну продукцію (сировину) вже було біля двадцяти [12]. Із 2014 р. в Україні почав працювати перший завод з виробництва екологічно безпечної молочної продукції ТОВ «Органік мілк» [13]. Сертифікацією підприємств, що виробляють екологічно безпечну продукцію, займається ТОВ «Органік стандарт», який для країн, що не є членами Європейського Союзу застосовує стандарт

Міжнародних акредитованих органів сертифікації з органічного виробництва і переробки, еквівалентний Постановам Ради (ЄС) № 834/2007, № 889/2008 [14]. Також, до позитивних подій необхідно віднести те, що постійно відбуваються наукові семінари на яких обговорюються питання рецептурного складу компонентів, як невід'ємного процесу виробництва екологічно безпечної продукції, як на етапі годівлі худоби, із зазначенням змін фізико-хімічних характеристик продукції, так і складу компонентів виробництва самої продукції на етапах переробки [15]. Також необхідно відмітити, що не без уваги залишається важливий завершальний етап у виробництві екологічно безпечної продукції – це вибір пакувального матеріалу [16], оскільки від цього залежить наскільки витриманий весь ланцюг виробництва такої продукції.

В напрямку виробництва екологічно безпечної сільськогосподарської продукції на Державному рівні також ведеться відповідна робота. Так, Постановами Кабінету Міністрів України № 587 від 31 серпня 2016 р. та № 241 від 30 березня 2016 р. були затверджені "Детальні правила виробництва органічної продукції (сировини) рослинного походження" та "Детальні правила виробництва органічної продукції (сировини) тваринного походження". Дані правила підсилюють застосування загальних правил виробництва органічної продукції рослинництва згідно статті 18 Закону України «Про виробництво та обіг органічної сільськогосподарської продукції та сировини».

Нами також, із урахуванням загальновідомих закономірностей та результатів досліджень, розроблено структурну схему та імітаційну модель диверсифікованого виробництва продукції з біологічною і енергетичною конверсією органічної сировини [17]. Водночас питання врахування впливу біоенергоконверсії органічної сировини агроєкосистем на можливості забезпечення енергетичної автономності виробництва зі збереженням родючості ґрунтів та виробництвом екологічно безпечної продукції з одночасним підвищенням ефективності виробництва продукції залишається відкритим.

Метою досліджень є визначення вимог до виробництва екологічно безпечної продукції тваринництва та рослинництва з отриманням додаткових біоенергоресурсів.

Результати досліджень. До основних організаційних вимог виробництва та переробки органічної продукції потрібно віднести: оцінку придатності угідь до біологічного виробництва; сертифікацію господарств та підприємств; оцінку якості сировини; сертифікацію готової продукції; підбір відповідного рецептурного складу та матеріалів для пакування (рис. 1).



Рис. 1. Загальні вимоги до виробництва органічної продукції та продуктів їх переробки.

Ключовими вимогами та необхідними операціями при виробництві органічної продукції рослинництва на нашу думку є (рис. 2): використання органічних добрив на основі гною та посліду; вибір стійких сортів рослин; чергування культур в сівозміні – складати сівозміни таким чином, щоб позитивно впливати на родючість ґрунту і не виснажувати його; зменшення негативного впливу на ґрунти, шляхом підбору відповідної технології; мінімізація забруднення навколишнього середовища; відновлення та підтримання системи лісосмуг, що дозволить також позитивно вплинути на збереження природних популяцій ентомофагів; біологічний контроль шкідників та хвороб, що дозволить повністю відмовитись від хімічних препаратів.

Базуючись на виробництві органічної продукції рослинництва можна здійснити перехід до виробництва органічної продукції тваринництва. Вимоги до такого виробництва наступні (рис. 3): доступ тварин до відкритих пасовищ; підбір порід зі стійкістю до хвороб; безприв'язне утримування тварин; відповідність приміщень та відкритих майданчиків біологічним та поведінковим потребам тварин; обов'язкова ідентифікація та реєстрація тварин; відповідна

кількість тварин на 1 га с.-г. угідь; репродукцію тварин необхідно здійснювати природнім методом; вигодовування тварин натуральним материнським молоком та використання кормів власного виробництва не менше 50 %.



Рис. 2. Вимоги до виробництва органічної продукції рослинництва.

Дані правила направлені на виробництво такої продукції, яку можна було б легко розрізнити від неорганічної продукції за морфологічними ознаками. Важливою вимогою при такому виробництві є проведення оцінки відповідності даним вимогам, яка проводиться один раз на два роки. А виробники насіння та садивного матеріалу, що пройшли оцінку відповідності та отримали сертифікат заносяться до реєстру виробників органічної продукції.

Стати на шлях виробництва екологічно-безпечної продукції досить ризиковано і фактично для наших умов це має бути стилем життя. Одним з варіантів співпраці з колегами є створення кооперативів, що дозволить спільно вирішувати окремо вузькогалузеві проблеми з метою отримання додаткового прибутку. Прикладом такої співпраці може бути виробництво додаткових енергоресурсів за рахунок переробки гною і отримання енергоресурсу у вигляді біогазу або електроенергії, до того ж у виробників продукції тваринництва стоїть питання утилізації гною та залишків забою тварин. Все це можна переробляти і отримувати енергоресурси для тваринництва та біодобриво для рослинництва (рис. 4). Як результат, отримаємо екологічно-безпечну продукцію,

часткову енергетичну незалежність та вирішення проблем, пов'язаних з утилізацією відходів.



Рис. 3. Вимоги до виробництва органічної продукції тваринництва.

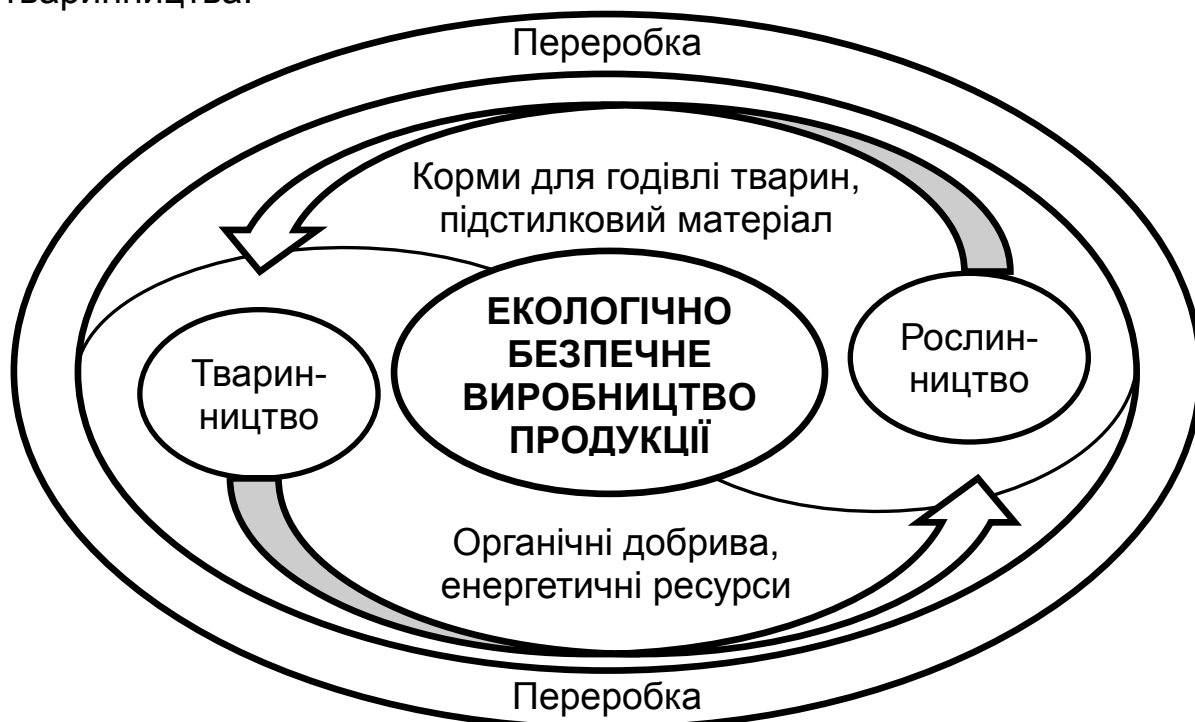


Рис. 4. Симбіоз рослинництва і тваринництва при виробництві та переробці екологічно безпечної продукції.

Анаеробне зброджування біомаси потребує облаштування біогазових реакторів, які забезпечить виробництво біогазу, а використання когенераційної установки, що працює на біогазі, дасть змогу отримати електричну і теплову енергію [18]. Одержана електроенергія може бути використана для роботи біогазової установки та інших потреб. Теплова енергія у вигляді нагрітої води може бути використана для опалення та гарячого водопостачання. Використання біогазових установок у сільськогосподарському виробництві обумовлено трьома основними факторами. Це виробництво поновлюваної енергії, екологічно чистих органічних добрив та покращення санітарно-епідеміологічного стану довкілля. Застосування біогазових установок є привабливим через широкий вибір сировини, яка може застосовуватися для їх роботи.

Висновок. Поєднання існуючих біологічних методів виробництва екологічно безпечної сільськогосподарської продукції, продукції тваринництва та переробки в єдину технологічну систему дозволить підвищити рівень біологізації продукції, покращити екологічну ситуацію та отримати часткову енергетичну незалежність її виробництва.

Список літератури

1. *Шукула М. К.* Ґрунтозахисна біологічна система землеробства в Україні / *М. К. Шукула, С. С. Антонець, А. Д. Балаєв та ін.* – К., 2000. – 388 с.
2. *Теслюк В. В.* Біотехнологічні основи розробки, виробництва та застосування мікобіопрепаратів для захисту сільськогосподарських культур від хвороб: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора сіл. госп. наук: спец. 03.00.20 «Біотехнологія» / *В. В. Теслюк.* – К., 2012. – 40 с.
3. *Таргоня В. С.* Біотехнологічні основи створення сільськогосподарських біоконверсних комплексів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора сіл. госп. наук: спец. 03.00.20 «Біотехнологія» / *В. С. Теслюк.* – К., 2011. – 45 с.
4. *Дубровін В. О.* Виробництво ентомологічного препарату трихограми / *В. О. Дубровін, Г. А. Голуб, О. А. Марус* // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. – К., 2012. – Вип. 170, ч. 2. – С. 11–22.
5. *Голуб Г. А.* Повышение качественных показателей энтомологического препарата трихограммы и определения экономической эффективности его производства / *Г. А. Голуб, О. А. Марус* // *Motrol.* – Lublin, 2014. – Том 16, № 3. – 395 p. – P. 41–50.
6. *Мельничук М. Д.* Основи технології біологічного захисту рослин у сучасному землеробстві / *М. Д. Мельничук, І. П. Григорюк, Л. П. Ющенко, В. О. Дубровін, В. Г. Мироненко, О. А. Марус* // Біоресурси і природокористування. – К., 2010. – Том 2, № 1–2. – С. 5–11.
7. *Голуб Г.* Механіка руху частинок по обертових лопатках реакторів зброджування / *Г. Голуб, С. Кухарець, О. Марус, Я. Ярош* // Техніка і технології АПК. – 2016. – Вип. № 3 (78). – С. 10–13.
8. *Марус О. А.* Аналіз конструкцій реакторів для твердофазної ферментації / *О. А. Марус, Г. А. Голуб* // Науковий вісник Національного університету

- біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2016. – Вип. 241. – С. 380–387.
9. Марус О. А. Аналіз конструкцій горизонтальних циліндричних реакторів для виробництва біогазу / О. А. Марус, Г. А. Голуб // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2016. – Вип. 251. – С. 238–246.
10. Голуб Г. Особливості конструкції модульної біогазової установки з обертовим реактором / Г. Голуб, С. Кухарець, Б. Рубан // Техніка і технології АПК. – 2014. – № 9 (60). – С. 10–14.
11. Голуб Г. А. Технічне забезпечення виробництва біогазу / Г. А. Голуб, О. В. Дубровіна, Б. О. Рубан, В. О. Войтенко // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: технічні науки. – Вінниця, 2012. – Вип. 10. – 186 с. – С. 17–19.
12. Прус М. П. Ризик поширення babesіозу великої рогатої худоби в органічних молочних господарствах та заходи його профілактики / М. П. Прус, В. В. Лець, Р. І. Білик // Збірник тез IV Міжнародної науково-практичної конференції «Органічне виробництво і продовольча безпека». Житомир, 2016. – С. 12–16.
13. Скидан О. В. Формування регіональної політики розвитку органічного виробництва / О. В. Скидан, О. М. Ющенко // Збірник тез IV Міжнародної науково-практичної конференції «Органічне виробництво і продовольча безпека». Житомир, 2016. – С. 16–26.
14. <http://www.organicstandard.com.ua/ua/services/standards>.
15. Білик Р. Тенденції розвитку органічного молочного виробництва в Україні / Р. Білик, О. Березовська // Збірник тез IV Міжнародної науково-практичної конференції «Органічне виробництво і продовольча безпека». Житомир, 2016. – С. 9–12.
16. Денисюк Л. М. Виробництво органічної молочної продукції в умовах ТОВ «ОРГАНІК МІЛК» / Л. М. Денисюк, І. В. Ковальчук, І. І. Ковальчук, О. А. Гринь // Збірник тез IV Міжнародної науково-практичної конференції «Органічне виробництво і продовольча безпека». Житомир, 2016. – С. 26–33.
17. Голуб Г. А. Енергетична автономність агросистем / Г. А. Голуб // Вісник аграрної науки. – 2010. – № 3. – С. 50–54.
18. Кухарець С. М. Сировинна база та ефективність виробництва біогазу / С. М. Кухарець, Г. А. Голуб // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – 2015. – Вип. 212, ч. 1. – С. 11–20.

References

1. Shikula, M. K., Antonets', S. S., Balaev, A. D. ta in. (2000). Ġruntozakhisna biologichna sistema zemlerobstva v Ukraine [Soil saving biological system of agriculture in Ukraine]. Ukraine: Kiev, 388.
2. Teslyuk, V. V. (2012). Biotekhnologichni osnovi rozrobki, virobnitstva ta zastosuvannya mikrobiopreparativ dlya zakhistu sil's'kogospodars'kikh kul'tur vid khvorob [Biotechnological bases of development, production and application fungusbiodrugs to protect crops from disease]. National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Kiev. 40.
3. Targonya, V. S. (2011). Biotekhnologichni osnovi stvorenniya sil's'kogospodars'kikh biokonversnikh kompleksiv [Biotechnological basis for the creation of agricultural bioconversion systems]. National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Kiev. 45.

4. Dubrovin, V. O., Golub, G. A., Marus, O. A. (2012). Virobnitstvo entomologichnogo preparatu trikhogrammy [Features of biotechnological process of production entomological preparation of trichogramma]. Scientific Bulletin of National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, 170/2, 11–22.
5. Golub, G. A., Marus, O. A. (2014). Povyshenie kachestvennykh pokazateley entomologicheskogo preparata trikhogrammy i opredeleniya ekonomicheskoy effektivnosti ego proizvodstva [Quality indexes of drug entomological trichogramma economic and definitions effectiveness of its production]. Motrol, 16 (3), 41–50.
6. Mel'nichuk, M. D., Grigoryuk, I. P., Yushchenko, L. P., Dubrovin, V. O., Mironenko V. G., Marus, O. A. (2010). Osnovi tekhnologii biologichnogo zakhistu roslin u suchasnomu zemlerobstvi [The basic technology of biological plant protection in modern agriculture]. Life and Environmental Sciences, 2 (1–2), 5–11.
7. Golub, G., Kukharets', S., Marus, O., Yarosh, Ya (2016). Mekhanika rukhu chastinok po obertovikh lopatkakh reaktoriv zbrodzhuvannya [Mechanics of particle motion by rotating blades fermentation reactors]. Scientific Production Journal "Technology and technology AIC", 3 (78), 10–13.
8. Marus, O. A., Golub, G. A. (2016). Analiz konstruktsiy reaktoriv dlya tverdogaznoi fermentatsii [The analysis of reactor designs for processing solid organic waste]. Scientific Bulletin of National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, 241, 380–387.
9. Marus, O. A., Golub, G. A. (2016). Analiz konstruktsiy gorizontaľnikh tsilindrichnikh reaktoriv dlya virobnitstva biogazu [Construction analysis of horizontal cylindrical reactors for the production of biogas]. Scientific Bulletin of National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, 251, 238–246.
10. Golub, G., Kukharets', S., Ruban, B. (2014). Osoblivosti konstruktsii modul'noi biogazovoï ustanovki z obertovim reaktorom [Design features a modular biogas installation with a rotating reactor]. Scientific Production Journal "Technology and technology AIC", 9 (60), 10–14.
11. Golub, G. A., Dubrovina, O. V., Ruban, B. O., Voytenko, V. O. (2012). Tekhnichne zabezpechennya virobnitstva biogazu [Technical support for the biogas production Scientific works of Vinnytsia National Agrarian University, 10, 17–19.
12. Prus, M. P., Lets', V. V., Bilik, R. I. (2016). Poshirennya babeziozu velikoï rogatoï khudobi v organichnikh molochnikh gospodarstvakh ta zakhodi yogo profilaktiki. Collection of abstracts of IV International scientific-practical conference "Organic production and food security", 12–16.
13. Skidan, O. V., Yushchenko, O. M. (2016). Formuvannya regional'noi politiki rozvitku organichnogo virobnitstva. Collection of abstracts of IV International scientific-practical conference "Organic production and food security", 16–26.
14. <http://www.organicstandard.com.ua/ua/services/standards>.
15. Bilik, R., Berezovs'ka, O. (2016). Tendentsii rozvitku organichnogo molochnogo virobnitstva v Ukraine. Collection of abstracts of IV International scientific-practical conference "Organic production and food security", 9–12.
16. Denisyuk, L. M., Koval'chuk, I. I., Grin', O. A. (2016). Virobnitstvo organichnoi molochnoi produktsii v umovakh TOV «ORGANIK MILK». Collection of abstracts of IV International scientific-practical conference "Organic production and food security", 26–33.
17. Golub, G. A. (2010). Energetichna avtonomnist' agrosistem [Power autonomous of agrosystems]. Journal of Agricultural Science, 3, 50–54.
18. Kukharets', S. M., Golub, G. A. (2015). Sirovinna baza ta effektivnist' virobnitstva biogazu [Raw materials and efficiency of the biogas production]. Scientific Bulletin of National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, 212 (1), 11–20.

КОНЦЕПЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА ЭКОЛОГИЧЕСКИ БЕЗОПАСНОЙ ПРОДУКЦИИ РАСТЕНИЕВОДСТВА И ЖИВОТНОВОДСТВА

Г. А. Голуб, О. А. Марус

Аннотация. В работе приведена актуальность и важность производства экологически безопасной продукции. Показана важность сочетания производства экологически безопасной продукции растениеводства и животноводства. Анализ требований производства экологически безопасной продукции позволил сформировать перечень главных показателей, которые являются неотъемлемой составляющей такого производства. К производству органической продукции животноводства были отнесены следующие основные показатели: доступ животных к открытым пастбищам; подбор пород с устойчивостью к болезням; беспривязное содержание животных; соответствие помещений и открытых площадок биологическим и поведенческим потребностям животных; обязательная идентификация и регистрация животных; соответствующее животных на 1 га с.х. угодий; репродукцию животных необходимо осуществлять естественным методом; вскармливания животных проводить натуральным материнским молоком; использовать корма собственного производства не менее 50%. К производству органической продукции растениеводства были отделены следующие основные показатели: осуществлять утилизацию отходов; выбор устойчивых сортов растений; чередование культур в севообороте; уменьшать негативное влияние на почвы; минимизировать загрязнение окружающей среды; восстановление и поддержание системы лесополос; биологический контроль вредителей и болезней; использование органических удобрений.

Ключевые слова: экологически безопасная продукция, растениеводство, животноводство

CONCEPT OF MANUFACTURE OF ECOLOGICALLY SAFE PRODUCTION OF CROPS AND LIVESTOCK

G. A. Golub, O. A. Marus

Abstract. The paper shows the relevance and importance of the production of environmentally safe products. Showing the importance of combining the production of environmentally safe products crops and livestock. Requirements analysis production of environmentally safe products allowed to form a list of the main indicators, which are an integral part of the production. For the production of organic livestock products were separated following key indicators: access to open pasture animals; selection of species resistant to disease; Loose holding

animals; compliance rooms and open areas biological and behavioral needs of animals; mandatory identification and registration of animals; the corresponding number of animals per 1 hectare SG grounds; Animal reproduction should be carried out natural methods; feeding animals carry natural mother's milk; use of feed produced at least 50%. For the production of organic plant products were separated following key indicators: to carry out waste management; selection of resistant varieties of plants; crop rotation in the rotation; reduce the negative impact on the soil; minimize pollution; restoring and maintaining belts; biological control of pests and diseases; the use of organic fertilizers.

Keywords: *environmentally safe products, crops, livestock*

УДК 693.546

ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИВІДНОГО МЕХАНІЗМУ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З ВРІВНОВАЖЕНИМ ПРИВОДОМ

***В. С. Ловейкін, доктор технічних наук
Національний університет біоресурсів і
природокористування України***

***К. І. Почка, кандидат технічних наук
Київський національний університет будівництва і
архітектури
e-mail: lovvs@ukr.net***

Анотація. Для підвищення продуктивності роботи з одночасним зниженням енерговитрат на забезпечення технологічного процесу ущільнення виробів з бетонної суміші та розвантаження приводного механізму розроблено конструкцію роликової формувальної установки, що складається з нерухомого порталу та чотирьох формувальних візків, які виконані з можливістю приведення в зворотно-поступальний рух від спільного приводу з чотирма кривошипно-повзунними механізмами, кривошипи яких жорстко закріплені на одному приводному валу і зміщені один відносно одного на кут $\Delta\varphi = 90^\circ$. Всі формувальні пристрої розташовані паралельно між собою з одного боку приводного валу для забезпечення ущільнення виробів з бетонної суміші на одній технологічній лінії. Для даної установки розроблено математичну модель динаміки руху, на основі якої визначено

© В. С. Ловейкін, К. І. Почка, 2016

animals; compliance rooms and open areas biological and behavioral needs of animals; mandatory identification and registration of animals; the corresponding number of animals per 1 hectare SG grounds; Animal reproduction should be carried out natural methods; feeding animals carry natural mother's milk; use of feed produced at least 50%. For the production of organic plant products were separated following key indicators: to carry out waste management; selection of resistant varieties of plants; crop rotation in the rotation; reduce the negative impact on the soil; minimize pollution; restoring and maintaining belts; biological control of pests and diseases; the use of organic fertilizers.

Keywords: *environmentally safe products, crops, livestock*

УДК 693.546

ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИВІДНОГО МЕХАНІЗМУ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З ВРІВНОВАЖЕНИМ ПРИВОДОМ

***В. С. Ловейкін, доктор технічних наук
Національний університет біоресурсів і
природокористування України***

***К. І. Почка, кандидат технічних наук
Київський національний університет будівництва і
архітектури
e-mail: lovvs@ukr.net***

Анотація. Для підвищення продуктивності роботи з одночасним зниженням енерговитрат на забезпечення технологічного процесу ущільнення виробів з бетонної суміші та розвантаження приводного механізму розроблено конструкцію роликової формувальної установки, що складається з нерухомого порталу та чотирьох формувальних візків, які виконані з можливістю приведення в зворотно-поступальний рух від спільного приводу з чотирма кривошипно-повзунними механізмами, кривошипи яких жорстко закріплені на одному приводному валу і зміщені один відносно одного на кут $\Delta\varphi = 90^\circ$. Всі формувальні пристрої розташовані паралельно між собою з одного боку приводного валу для забезпечення ущільнення виробів з бетонної суміші на одній технологічній лінії. Для даної установки розроблено математичну модель динаміки руху, на основі якої визначено

© В. С. Ловейкін, К. І. Почка, 2016

функції зміни кінетичної енергії кожного елемента установки та її сумарне значення, моментів сил опору переміщення кожного формувального візка, моментів від сил інерції та загального моменту сил опору для кожного з формувальних візків, а також визначено їх сумарне значення, зведене до приводного валу установки. Прослідковано зміну вказаних функцій в залежності від геометричних параметрів приводного механізму, а також визначено оптимальну довжину шатуна при незмінному радіусі кривошипа.

Ключові слова: *роликова формувальна установка, приводний механізм, кінетична енергія, момент сил опору, довжина шатуна*

Постановка проблеми. В існуючих установках поверхневого ущільнення залізобетонних виробів використовується кривошипно-повзунний або гідравлічний привод зворотно-поступального руху формувального візка з укочувальними роликами. Під час постійних пускогальмівних режимів руху виникають значні динамічні навантаження в елементах приводного механізму та в елементах формувального візка, що може привести до передчасного виходу установки з ладу.

Аналіз останніх досліджень. В існуючих теоретичних та експериментальних дослідженнях машин роликового формування залізобетонних виробів обґрунтовано їхні конструктивні параметри та продуктивність [1–4]. Разом з тим недостатньо уваги приділено дослідженню діючим динамічним навантаженням [5–8] та режимам руху, що в значній мірі впливає на роботу установки та на якість готової продукції. Тому актуальною є задача удосконалення приводного механізму роликової формувальної установки з метою забезпечення такого режиму руху формувального візка, при якому зменшувалися б динамічні навантаження в елементах установки та підвищувалася її довговічність.

Для підвищення продуктивності роботи з одночасним зниженням енерговитрат на забезпечення технологічного процесу ущільнення виробів з бетонної суміші та розвантаження приводного механізму було розроблено конструкцію роликової формувальної установки [9], що складається з нерухомого порталу та чотирьох формувальних візків, які виконані з можливістю приведення в зворотно-поступальний рух від спільного приводу з чотирма кривошипно-повзунними механізмами, кривошипи яких жорстко закріплені на одному приводному валу і зміщені один відносно одного на кут $\Delta\varphi = 90^\circ$. Всі формувальні пристрої розташовані паралельно між собою з одного боку приводного валу для

забезпечення ущільнення виробів з бетонної суміші на одній технологічній лінії. При застосуванні спільного врівноваженого приводу на чотири формувальні візки підвищується продуктивність установки, зменшуються динамічні навантаження в елементах її приводного механізму, зменшуються зайві руйнівні навантаження на рамну конструкцію і, відповідно, підвищується довговічність установки в цілому.

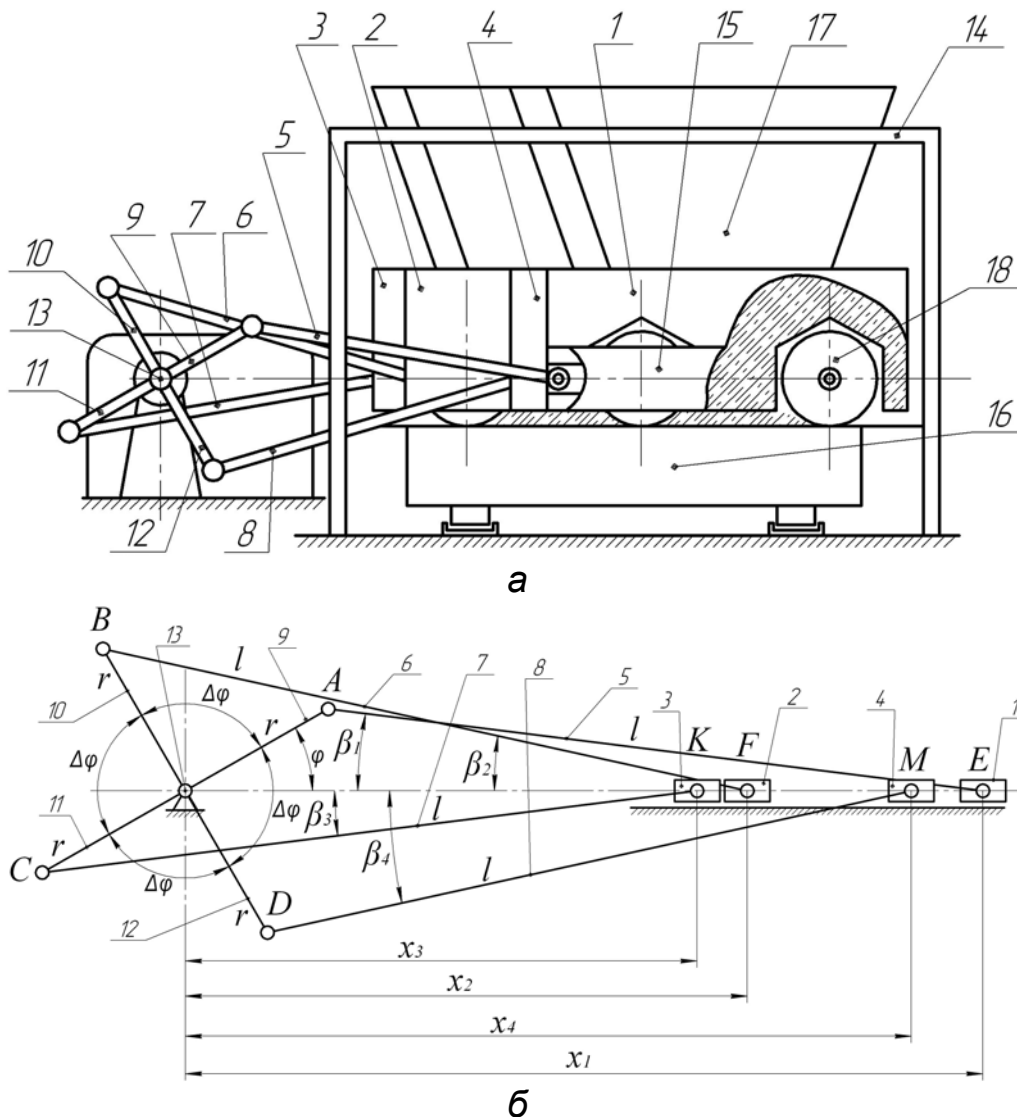


Рис. 1. Роликова формувальна установка з врівноваженим приводом (а) та її кінематична схема (б).

На рис. 1 зображено загальний вигляд роlikової формувальної установки з врівноваженим приводом для чотирьох формувальних візків (вигляд з боку) та наведено її кінематичну схему. Установка складається з чотирьох однакових формувальних візків 1, 2, 3 та 4, що розміщені з одного боку від приводу. Кожний з візків через шатуни 5, 6, 7 та 8 шарнірно рухомо з'єднано з

кривошипам 9, 10, 11 та 12, які жорстко закріплені на приводному валу 13 та зміщені один відносно другого на кут $\Delta\varphi = 90^\circ$. Формувальні візки 1, 2, 3 та 4 змонтовані на спільному порталі 14. На порталі 14 є напрямні руху 15, у яких здійснюють зворотно-поступальний рух вищезгадані формувальні візки над порожниною форми 16. Формувальні візки 1, 2, 3 та 4 мають подавальний бункер 17 та уковувальні ролики 18, які встановлені в напрямних руху 15.

Метою є дослідження впливу геометричних параметрів приводного механізму роликової формувальної установки з врівноваженим приводом на її динамічні характеристики.

Результати досліджень. Для отримання більш раціональних режимів руху, які реалізуються тим чи іншим механізмом, в багатьох випадках необхідно оптимізувати його конструктивні параметри. Для роликової формувальної установки з врівноваженим приводом, кінематична схема якої представлена на рис. 1,б, основними конструктивними параметрами є довжина шатуна l та відхилення осі кривошипів від осі переміщення візків a [10–12].

Оскільки формувальні візки 1, 2, 3 та 4 виконують однакові робочі процеси в будь-якому напрямку руху і швидкість їх в кожному напрямку повинна бути рівною швидкості цього ж візка в зворотному напрямку на будь-якому відрізку шляху, то приймаємо значення відхилення осі кривошипів від осі переміщення візків рівним нулю – $a = 0$. При визначенні оптимального значення довжини шатуна l необхідно знайти вирази для обчислення таких важливих параметрів як кінетична енергія установки та моменту сил опору переміщенню формувальних візків.

Для визначення динамічних характеристик установки спочатку було визначено функції зміни лінійних швидкостей та прискорень центрів мас візків 1, 2, 3 та 4 при постійній кутовій швидкості кривошипу ($\dot{\varphi} = \omega = \text{const}$). Функції зміни лінійних швидкостей центрів мас візків 1, 2, 3 та 4 маю вигляд:

$$\dot{x}_1 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi}; \quad \dot{x}_2 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}; \quad \dot{x}_3 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_3}{\partial \varphi}; \quad \dot{x}_4 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_4}{\partial \varphi}, \quad (1)$$

де: $\frac{\partial x_1}{\partial \varphi}, \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}, \frac{\partial x_3}{\partial \varphi}, \frac{\partial x_4}{\partial \varphi}$ – перші передаточні функції центрів мас візків 1, 2, 3 та 4.

В свою чергу перші передаточні функції центрів мас формувальних візків 1, 2, 3 та 4 визначаються наступними виразами [7, 8]:

$$\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right); \quad \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right);$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial x_3}{\partial \varphi} &= -r \cdot \sin(\varphi + 2\Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 2\Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}} \right); \\ \frac{\partial x_4}{\partial \varphi} &= -r \cdot \sin(\varphi + 3\Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 3\Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 3\Delta\varphi)}} \right),\end{aligned}\quad (2)$$

де: r – радіус кривошипів; l – довжина шатунів; φ – кутова координата положення кривошипа; $\Delta\varphi = 90^\circ$ – кут зміщення кривошипів 9, 10, 11 та 12 між собою.

Лінійні прискорення центрів мас формувальних візків 1, 2, 3 та 4 визначаються залежностями:

$$\ddot{x}_1 = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2}; \quad \ddot{x}_2 = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2}; \quad \ddot{x}_3 = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2}; \quad \ddot{x}_4 = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2}, \quad (3)$$

де: $\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2}, \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2}, \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2}, \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2}$ – другі передаточні функції центрів мас візків 1, 2, 3 та 4, які в свою чергу визначаються наступним чином [7, 8]:

$$\begin{aligned}\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} &= r \cdot \left(-\cos \varphi - \frac{r}{l} \cdot \sin^2 \varphi \cdot \left(\frac{\frac{r^2}{l^2} \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\left(1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi\right)} - 1 \right) - \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right); \\ \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} &= r \cdot \left(-\cos(\varphi + \Delta\varphi) - \frac{r}{l} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \left(\frac{\frac{r^2}{l^2} \cdot \frac{\cos^2(\varphi + \Delta\varphi)}{\left(1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)\right)} - 1 \right) - \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos^2(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right); \\ \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} &= r \cdot \left(-\cos(\varphi + 2\Delta\varphi) - \frac{r}{l} \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi) \cdot \left(\frac{\frac{r^2}{l^2} \cdot \frac{\cos^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}{\left(1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)\right)} - 1 \right) - \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}} \right);\end{aligned}$$

$$\frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2} = r \cdot \begin{pmatrix} -\cos(\varphi + 3\Delta\varphi) - \frac{r}{l} \cdot \sin^2(\varphi + 3\Delta\varphi) \cdot \left(\frac{\frac{r^2}{l^2} \cdot \frac{\cos^2(\varphi + 3\Delta\varphi)}{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + 3\Delta\varphi)\right)} - 1 \right)}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + 3\Delta\varphi)}} - \\ - \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos^2(\varphi + 3\Delta\varphi)}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + 3\Delta\varphi)}} \end{pmatrix}. \quad (4)$$

Кінетична енергія кожного з формувальних візків 1, 2, 3 та 4 (рис. 1) визначається залежностями:

$$T_1 = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot \dot{x}_1^2; \quad T_2 = \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot \dot{x}_2^2; \quad T_3 = \frac{1}{2} \cdot m_3 \cdot \dot{x}_3^2; \quad T_4 = \frac{1}{2} \cdot m_4 \cdot \dot{x}_4^2, \quad (5)$$

де: $m_1 = m_2 = m_3 = m_4 = m$ – маса кожного формувального візка.

Сумарна кінетична енергія установки визначається залежністю:

$$T = T_1 + T_2 + T_3 + T_4. \quad (6)$$

З іншого ж боку мінімально-можливе середнє значення кінетичної енергії одного візка установки буде визначатися виразом:

$$T_{\min 1} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot V_{cp}^2, \quad (7)$$

де: $V_{cp} = \frac{S}{t_1/2}$ – середнє значення швидкості візка за один оберт

кривошипа, $S = 2 \cdot r$ – відстань від одного крайнього положення візка до іншого.

Після підстановки мінімально-можливого значення кінетичної енергії кожного формувального візка (7) у рівність (6) отримано вираз для визначення мінімально-можливого значення сумарної кінетичної енергії всієї установки:

$$T_{\min} = 4 \cdot T_{\min 1} = 4 \cdot \frac{1}{2} \cdot m \cdot \left(\frac{2 \cdot r}{2 \cdot \pi / 2 \cdot \omega} \right)^2 = 8 \cdot m \cdot \frac{r^2 \cdot \omega^2}{\pi^2}. \quad (8)$$

Також визначено відносні значення відхилень кінетичної енергії

$$k_1 = \frac{T_{\max}}{T_{cp}}; \quad k_2 = \frac{T_{cp}}{T_{\min}}; \quad k_3 = \frac{T_{\max}}{T_{\min}}, \quad (9)$$

де: $T_{\max}$ – максимальне значення сумарної кінетичної енергії.

При роботі установки під час руху формувальних візків на них діють сили опору, моменти від яких визначаються шляхом інженерного розрахунку [2, 3, 6, 8] з використанням наступних вихідних даних: попередньо визначене зусилля, яке необхідне на переміщення формувального візка з двома укочувальними роликами радіусом $R = 0,11\text{м}$, дорівнює $F_B = 3562\text{Н}$, розміри виробу, що формується: висота плити – $h_0 = 0,22\text{м}$, ширина виробу – $B = 1,164\text{м}$; тип

суміші, що ущільнюється – дрібнозерниста суміш; вологість бетонної суміші – $W = 10\%$; потрібна щільність виробу – $k_{yщ} = 0,98$; величина максимального контактного тиску, що забезпечує $k_{yщ} = 0,98$ при $W = 10\%$, за експериментальними даними $p = 625 \text{ кПа}$.

Використовуючи умову рівності миттєвої потужності на переміщення формувального візка та необхідної потужності на приводному валу кривошипа, отримано залежності для визначення моментів статичного опору переміщенню першого, другого, третього та четвертого формувальних візків на приводному валу кривошипа:

$$M_{кр1} = \frac{F_B}{\eta} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi}; \quad M_{кр2} = \frac{F_B}{\eta} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}; \quad M_{кр3} = \frac{F_B}{\eta} \cdot \frac{\partial x_3}{\partial \varphi}; \quad M_{кр4} = \frac{F_B}{\eta} \cdot \frac{\partial x_4}{\partial \varphi}, \quad (10)$$

де: η – ККД передаточного механізму від кривошипа до формувального візка.

Після цього сумарне значення момент статичного опору переміщенню формувальних візків всієї установки буде дорівнювати:

$$M_{кр} = M_{кр1} + M_{кр2} + M_{кр3} + M_{кр4} = \frac{F_B}{\eta} \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_4}{\partial \varphi} \right). \quad (11)$$

При русі формувальних візків на них також діють сили інерції, моменти від яких визначаються залежностями:

$$M_{i1} = m \cdot \ddot{x}_1 \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi}; \quad M_{i2} = m \cdot \ddot{x}_2 \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}; \quad M_{i3} = m \cdot \ddot{x}_3 \cdot \frac{\partial x_3}{\partial \varphi}; \quad M_{i4} = m \cdot \ddot{x}_4 \cdot \frac{\partial x_4}{\partial \varphi}. \quad (12)$$

Після цього сумарне значення моменту від сил інерції всієї установки в процесі формування визначається залежністю:

$$M_i = M_{i1} + M_{i2} + M_{i3} + M_{i4}. \quad (13)$$

Під час процесу формування загальний момент сил опору переміщенню формувального візка визначається відповідною залежністю для кожного з чотирьох візків:

$$M_{он1} = M_{кр1} + M_{i1}; \quad M_{он2} = M_{кр2} + M_{i2}; \quad M_{он3} = M_{кр3} + M_{i3}; \quad M_{он4} = M_{кр4} + M_{i4}. \quad (14)$$

При цьому загальний момент опору переміщенню формувальних візків установки під час процесу формування визначатися залежністю:

$$M_{он} = M_{он1} + M_{он2} + M_{он3} + M_{он4}. \quad (15)$$

Для роlikової формувальної установки з параметрами: $\omega = 10,5 \text{ рад/с}$; $r = 0,2 \text{ м}$; $m = 1000 \text{ кг}$; $\eta = 0,9$ визначено функції зміни сумарної кінетичної енергії установки T , її середнє значення T_{cp} , а також мінімально-можливе значення сумарної кінетичної енергії установки, яке дорівнює $T_{min} = 3555,6 \text{ Дж}$; визначені відносні значення відхилень кінетичної енергії k_1 , k_2 та k_3 , а також функції зміни моментів загального опору переміщенню формувальних візків при різних значеннях довжини шатуна l в межах від $l = 0,5 \text{ м}$ до $l = 1,5 \text{ м}$. Ці характеристики зведені в табл. 1.

1. Результати розрахунків

$l, м$	$T_{\max}, Дж$	$T_{cp}, Дж$	k_1	k_2	k_3	$M_{заг. \max}, Н \cdot м$
0,5	7374,4	4377,7	1,6845	1,2312	2,074	2926,7
0,6	6790,2	4361,1	1,557	1,2265	1,9097	2799,7
0,7	6399,8	4368,2	1,4651	1,2285	1,7999	2711,8
0,8	6103,7	4387,3	1,39121	1,2339	1,7166	2647,1
0,9	5909,1	4413,1	1,339	1,2412	1,6619	2597,4
1,0	5729,0	4443,0	1,2894	1,2496	1,6113	2558,0
1,1	5612,4	4475,5	1,254	1,2587	1,5785	2525,9
1,2	5504,0	4509,9	1,2204	1,2684	1,548	2499,4
1,3	5413,4	4545,4	1,1909	1,2784	1,5225	2476,9
1,4	5336,6	4581,8	1,1647	1,2886	1,5009	2457,8
1,5	5270,6	4618,9	1,1411	1,299	1,4823	2441,2

На основі даних табл. 1 побудовано графіки зміни максимального значення сумарної кінетичної енергії установки $T_{\max}$ (рис. 2) та її середнього значення T_{cp} (рис. 3), графіки зміни відносних показників k_1 (рис. 4), k_2 (рис. 5) та k_3 (рис. 6), а також графік зміни максимального значення моменту загального опору установки $M_{заг. \max}$ (рис. 7) в залежності від довжини шатуна.

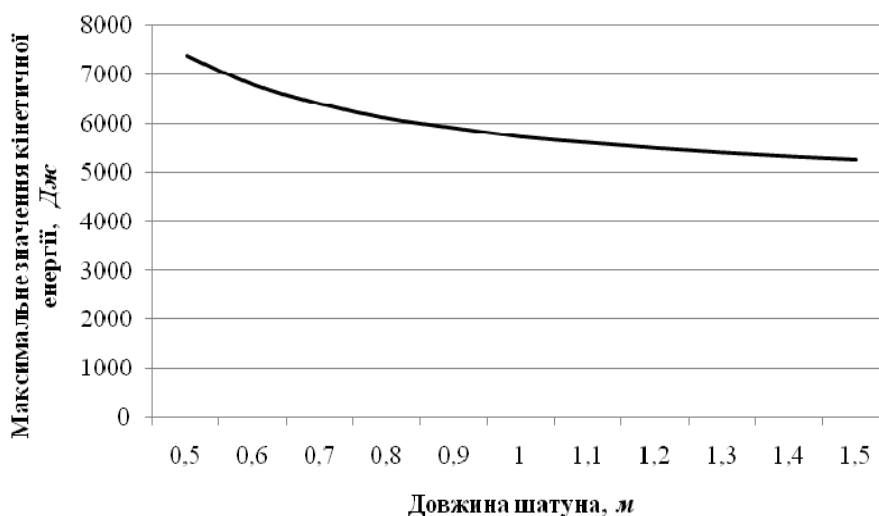


Рис. 2. Графік зміни максимального значення сумарної кінетичної енергії установки $T_{\max}$ в залежності від довжини шатуна.

Аналізуючи графіки на рис. 2 – рис. 6, можна зробити наступні висновки: максимальне значення сумарної кінетичної енергії установки спадає при всіх значеннях довжини шатуна; середнє значення сумарної кінетичної енергії при значенні $l=0,6 м$ приймає мінімальне значення, після якого починається процес зростання; показники відносного відхилення кінетичної енергії k_1 та k_3 спадають при всіх значеннях довжини шатуна; показник відносного відхилення кінетичної енергії k_2 своє мінімальне значення приймає при $l=0,6 м$, а потім починає зростати.

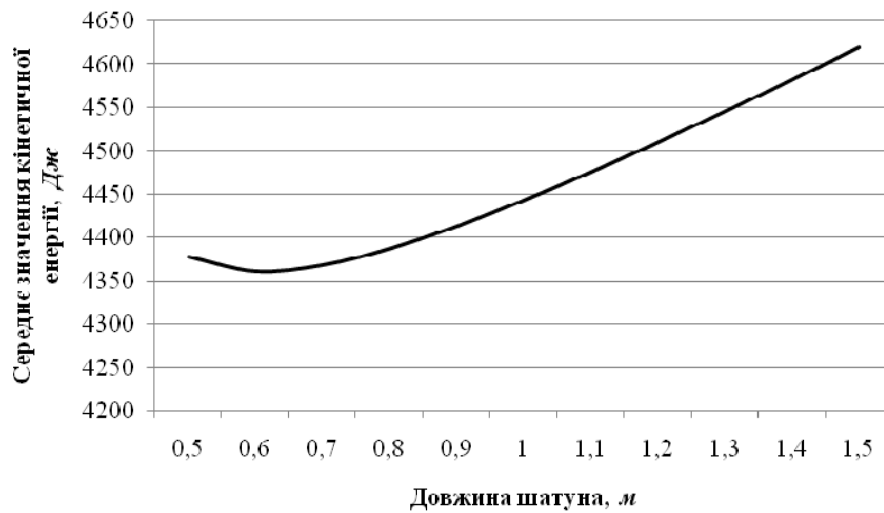


Рис. 3. Графік зміни середнього значення сумарної кінетичної енергії установки T_{cp} в залежності від довжини шатуна.

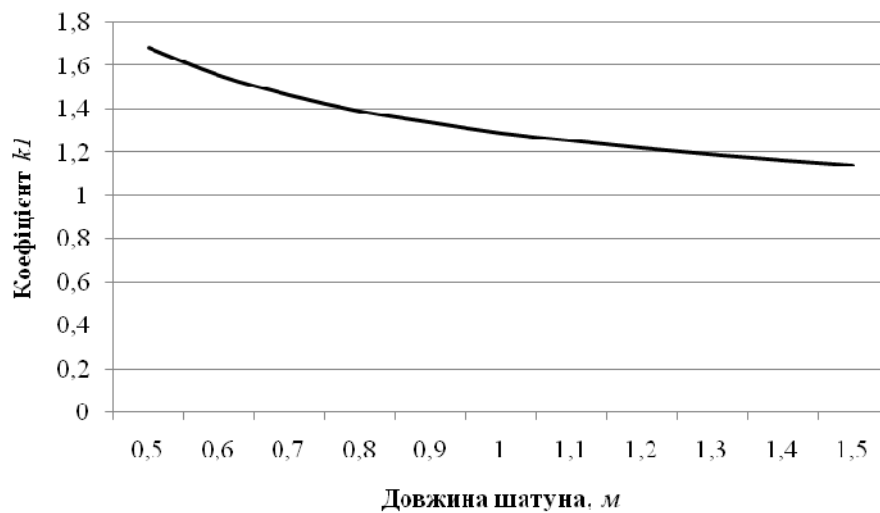


Рис. 4. Графік зміни відносного показника k_1 в залежності від довжини шатуна.

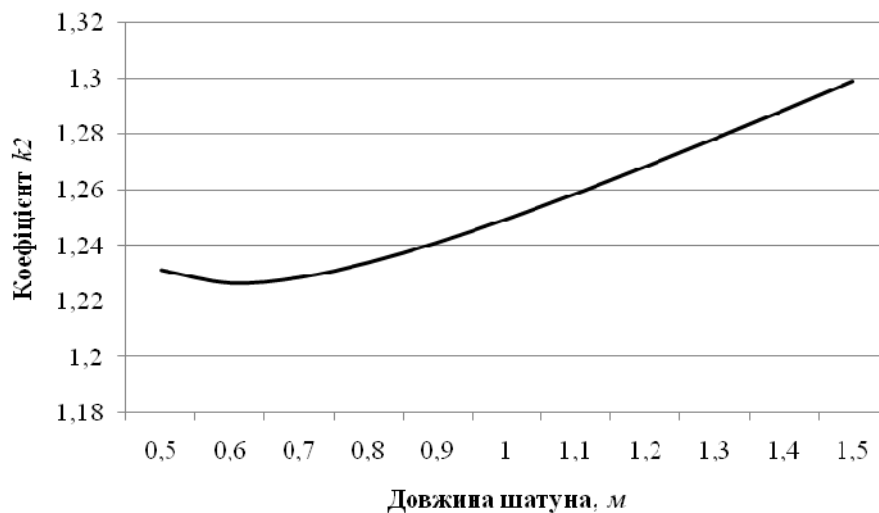


Рис. 5. Графік зміни відносного показника k_2 в залежності від довжини шатуна.

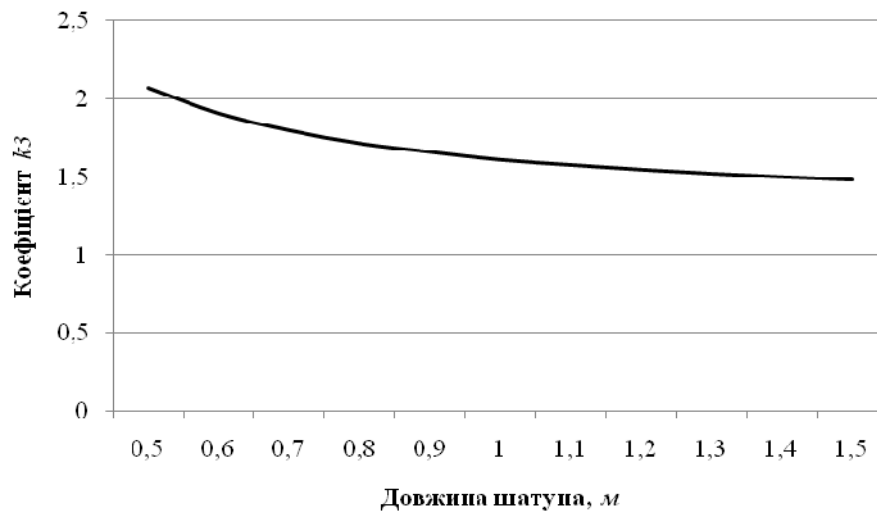


Рис. 6. Графік зміни відносного показника k_3 в залежності від довжини шатуна.

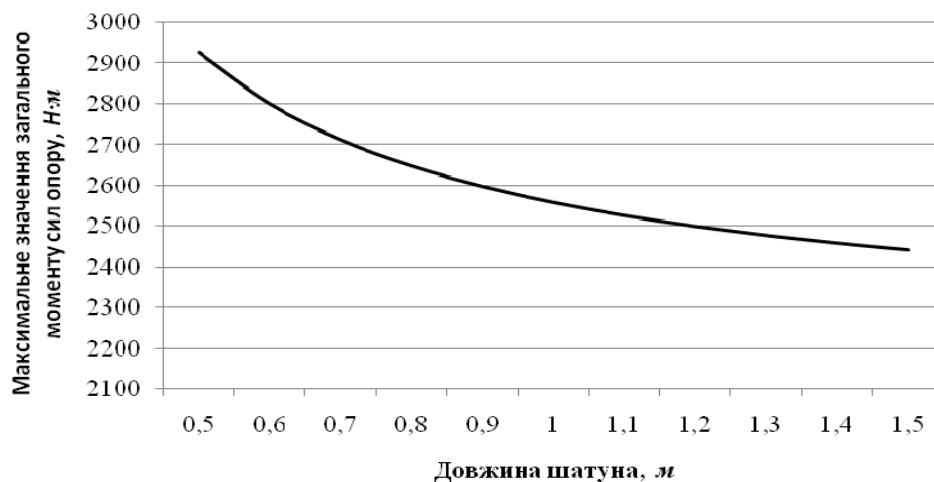


Рис. 7. Графік зміни максимального значення загального моменту сил опору установки $M_{\text{заг. max}}$ в залежності від довжини шатуна.

Аналізуючи графік зміни максимального значення моменту загального опору (рис. 7) можна прослідкувати його спадання при всіх значеннях довжини шатуна.

Отже, проаналізувавши всі графіки, можна зробити загальний висновок: для розглянутої роликової формуальної установки з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки рекомендується вибирати довжину шатуна в межах від $l=0,6$ м до $l=0,8$ м. Проведена оптимізація дозволить зменшити енергетичні витрати на зворотно-поступальні рухи візків і покращити динамічні властивості установки в цілому.

Висновки

1. В результаті проведених досліджень для роликової формуальної установки з врівноваженим приводом для чотирьох

формувальних візків прослідковано зміну функцій сумарної кінетичної енергії та моменту сил загального опору.

2. Встановлено, що для установки з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки при незмінному значенні радіуса кривошипа $r=0,2м$ рекомендується вибирати довжину шатуна в межах від $l=0,6м$ до $l=0,8м$, тобто рекомендоване співвідношення довжин шатунів і кривошипів має бути в межах від 3-ох до 4-ох.

3. Результати роботи можуть в подальшому бути корисними для уточнення та удосконалення існуючих інженерних методів розрахунку приводних механізмів машин роликового формування як на стадіях проектування/конструювання, так і в режимах реальної експлуатації.

Список літератури

1. *Гарнець, В. М.* Прогресивні бетоноформуючі агрегати і комплекси [Текст] / *В. М. Гарнець*. – К. : Будівельник, 1991. – 144 с.
2. *Кузин, В. Н.* Технология роликового формования плоских изделий из мелкозернистых бетонов [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук / *В. Н. Кузин*. – М., 1981. – 20 с.
3. *Рюшин, В. Т.* Исследование рабочего процесса и разработка методики расчета машин роликового формования бетонных смесей [Текст] : дис. ... канд. техн. наук / *В. Т. Рюшин*. – К., 1986. – 180 с.
4. *Гарнец, В. Н.* Оценка эффективности конструкций машин роликового формования [Текст] / *В. Н. Гарнец, В. С. Ловейкин* // Горные, строительные и дорожные машины: Респ. межвед. научн.-техн. сб. – 1988. – Вып. 41. – С. 51–55.
5. *Ловейкін, В. С.* Динамічний аналіз роликової формовочної установки з рекупераційним приводом [Текст] / *В. С. Ловейкін, К. І. Почка* // Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин: Пр. І-ї Міжнародної науково-технічної конференції (DSR AM-I). – Тернопіль, 2004. – С. 507–514.
6. *Ловейкін, В. С.* Силовий аналіз роликової формовочної установки з рекупераційним приводом [Текст] / *В. С. Ловейкін, К. І. Почка* // Техніка будівництва. – 2003. – Вип. 14. – С. 27–37.
7. *Ловейкін, В. С.* Аналіз руху роликової формовочної установки з врівноваженим приводом [Текст] / *В. С. Ловейкін, К. І. Почка* // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. – 2004. – № 27. – С. 95–101.
8. *Ловейкін, В. С.* Силовий аналіз роликової формовочної установки з врівноваженим приводом [Текст] / *В. С. Ловейкін, К. І. Почка* // Науковий вісник Національного аграрного університету. – 2005. – Вип. 80. – С. 346–356.
9. Установка для формування виробів з бетонних сумішей. Деклараційний патент України на корисну модель МКВ В28В13/00 [Текст] / *Ловейкін В. С., Ярошенко В. Ф., Почка К. І., Бичевський В. М.* – № 7884 ; заявл. 06.12.2004; опубл. 15.07.2005, Бюл. № 7.
10. *Ловейкин, В. С.* Расчёты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин. [Текст] / *В. С. Ловейкин*. – К.: УМК ВО, 1990. – 168 с.
11. *Назаренко, И. И.* Оптимизация конструктивных параметров привода машин роликового формования [Текст] / *И. И. Назаренко, В. С. Ловейкин, В. Н. Гарнец* // Горные, строительные и дорожные машины : Респ. межвед. научн.-техн. сб. – 1992. – Вып. 46. – С. 19–25.

12. *Ловеїкін, В. С.* Оптимізація конструктивних параметрів приводного механізму роlikової формовочної установки з рекупераційним приводом [Текст] / *В. С. Ловеїкін, К. І. Почка, Д. А. Паламарчук* // Техніка будівництва. – 2004. – № 15. – С. 40–48.

References

1. *Garnec, V. M.* (1991) Progresivni betonoformujuchi agregati i kompleksi [The progressive the forming units and complexes of concrete]. K. Budivelnik, 144.
2. *Kuzin, V. N.* (1981). Tehnologija rolkovogo formovaniya ploskih izdelij iz melkozernistyh betonov [Technology of roller formation of flat articles from fine-grained concrete]. Moscow, 20.
3. *Rjushin, V. T.* (1986). Issledovanie rabocheho processa i razrabotka metodiki rascheta mashin rolkovogo formovaniya betonnyh smesey [Research of working process and development of a method of calculation of cars of roller formation of concrete mixes]. Kyiv.
4. *Garnec, V. N., Lovejkin, V. S.* (1988). Ocenka jeffektivnosti konstrukcij mashin rolkovogo formovaniya [Assessment of efficiency of designs of cars of roller formation]. Mining, construction and road machines, 41, 51–55.
5. *Lovejkin, V. S., Pochka, K. I.* (2004). Dinamichnij analiz rolkovoї formovочної установki z rekuperacijnim privodom [The dynamic analysis of roller forming installation with the drive with recovery]. Dynamics, durability and reliability of farm vehicles: Works of the first Mezhdunarodny scientific and technical conference (DSR AM-I). Ternopil', 507–514.
6. *Lovejkin, V. S., Pochka, K. I.* (2003). Silovij analiz rolkovoї formovочної установki z rekuperacijnim privodom [The power analysis of roller forming installation with the drive with recovery]. Technology of construction, 14, 27–37.
7. *Lovejkin, V. S., Pochka, K. I.* (2004). Analiz ruhu rolkovoї formovочної установki z vrinovazhenim privodom [The analysis of the movement of roller forming installation with the balanced drive]. Bulletin of the Kharkiv national automobile and road university, 27, 95–101.
8. *Lovejkin, V. S., Pochka, K. I.* (2005). Silovij analiz rolkovoї formovочної установki z vrinovazhenim privodom [The power analysis of roller forming installation with the balanced drive]. Scientific bulletin of National agricultural university, 80, 346–356.
9. *Lovejkin, V. S., Jaroshenko, V. F., Pochka, K. I., Bichevs'kij, V. M.* (2005). Installation for formation of products from concrete mixes. Patent of Ukraine for useful model. B28B13/00. № 7884; declared 06.12.2004; published 15.07.2005, 7.
10. *Lovejkin, V. S.* (1990). Raschjoty optimal'nyh rezhimov dvizheniya mehanizmov stroitel'-nyh mashin [Calculations of the optimum modes of the movement of mechanisms of construction cars]. Kiev: UMK VO, 168.
11. *Nazarenko, I. I., Lovejkin, V. S., Garnec, V. N.* (1992). Optimizacija konstruktivnyh parametrov privoda mashin rolkovogo formovaniya [Optimization of design data of the drive of cars of roller formation]. Mining, construction and road machines, 46, 19–25.
12. *Lovejkin, V. S., Pochka, K. I., Palamarchuk, D. A.* (2004). Optimizacija konstruktivnyh parametrov privodnogo mehanizmu rolkovoї formovочної установki z rekuperacijnim privodom [Optimization of design data of the driving mechanism of roller forming installation with the drive with recovery]. Technology of construction, 15, 40–48.

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДНОГО МЕХАНИЗМА РОЛИКОВОЙ ФОРМОВОЧНОЙ УСТАНОВКИ С УРАВНОВЕШЕННЫМ ПРИВОДОМ

В. С. Ловейкин, К. И. Почка

Аннотация. Для повышения продуктивности работы с одновременным снижением затрат энергии на обеспечение технологического процесса уплотнения изделий из бетонной смеси и разгрузки приводного механизма разработана конструкция роликовой формовочной установки, которая состоит с неподвижного портала и четырёх формовочных тележек, которые исполнены с возможностью приведения в возвратно-поступательное движение от общего привода с четырьмя кривошипно-ползунными механизмами, кривошипы которых жёстко закреплены на едином приводном валу и смещены между собою на угол $\Delta\varphi = 90^\circ$. Все формовочные устройства размещены параллельно между собою с одной стороны приводного вала для обеспечения уплотнения бетонной смеси на одной технологической линии. Для данной установки разработана математическая модель динамики движения, на основании которой определены функции изменения кинетической энергии каждого элемента установки и её суммарное значение, моментов сил сопротивления перемещению каждой формовочной тележки, моментов от сил инерции и общего момента сил сопротивления для каждой из формовочных тележек, а также определено их суммарное значение, приведенное к приводному валу установки. Прослежено изменение указанных функций в зависимости от геометрических параметров приводного механизма, а также определена оптимальная длина шатуна при неизменном радиусе кривошипа.

Ключевые слова: роликовая формовочная установка, приводной механизм, кинетическая энергия, момент сил сопротивления, длина шатуна

OPTIMIZATION OF STRUCTURAL PARAMETERS OF DRIVE MECHANISM OF ROLLER MOLDING INSTALLATION WITH BALANCED DRIVE

V. S. Loveikin, K. I. Pochka

Abstract. The design of roller forming installation which consists from the motionless portal and four forming carts which are executed with a possibility of reduction in back and forth motion from the general drive with four crank-ram mechanisms which cranks are rigidly fixed on uniform to a power shaft is developed for increase in efficiency of work with simultaneous decrease in costs of energy of ensuring technological

process of consolidation of products of concrete mix and unloading of the driving mechanism and are displaced between themselves on a corner $\Delta\varphi = 90^\circ$. All forming devices are placed in parallel between themselves on the one hand a power shaft for ensuring consolidation of concrete mix on one technological line. The mathematical model of dynamics of the movement on the basis of which functions of change of kinetic energy of each element of installation and its total value, the moments of forces of resistance to movement of each forming cart, the moments from forces of inertia and the general moment of forces of resistance for each of forming carts are defined is developed for this installation, and also their total value given to a power shaft of installation is defined. Change of the specified functions depending on geometrical parameters of the driving mechanism is tracked, and also the optimum length of a rod at the invariable radius of a crank is determined.

Keywords: roller forming installation, driving mechanism, kinetic energy, moment of forces of resistance, rod length

УДК 378.371.214.114:62

ІННОВАЦІЇ В ПЕДАГОГІЧНИХ ТЕХНОЛОГІЯХ ПРИ ПІДГОТОВЦІ ВИСОКОКВАЛІФІКОВАНИХ ФАХІВЦІВ З АГРОІНЖЕНЕРІЇ

**О. А. Дьомін, І. О. Колосок, кандидати педагогічних наук
e-mail: demin31@gmail.com**

Анотація. У статті аналізується специфіка навчального процесу аграрного ВНЗ з точки зору вивчення сільськогосподарської техніки. За результатами аналізу виявлено, що студенти переважної більшості факультетів в тій чи іншій мірі вивчають об'єкти сільськогосподарської техніки. Основи знань про цю техніку закладаються саме на лекціях і лабораторних заняттях. Майбутні випускники факультетів технічного та агрономічного профілю повинні не тільки досконало вивчити існуючі сільськогосподарські машини, а і вміти розібратися в будові, робочому процесі, технічних і технологічних регулюваннях нових сучасних об'єктів сільськогосподарської техніки, що надходять в господарства. В статті також розглядається проблема труднощі сприймання зорової навчальної інформації студентами з наочних посібників при вивченні сільськогосподарської техніки. Досліджуються питання

© О. А. Дьомін, І. О. Колосок, 2016

process of consolidation of products of concrete mix and unloading of the driving mechanism and are displaced between themselves on a corner $\Delta\varphi = 90^\circ$. All forming devices are placed in parallel between themselves on the one hand a power shaft for ensuring consolidation of concrete mix on one technological line. The mathematical model of dynamics of the movement on the basis of which functions of change of kinetic energy of each element of installation and its total value, the moments of forces of resistance to movement of each forming cart, the moments from forces of inertia and the general moment of forces of resistance for each of forming carts are defined is developed for this installation, and also their total value given to a power shaft of installation is defined. Change of the specified functions depending on geometrical parameters of the driving mechanism is tracked, and also the optimum length of a rod at the invariable radius of a crank is determined.

Keywords: roller forming installation, driving mechanism, kinetic energy, moment of forces of resistance, rod length

УДК 378.371.214.114:62

ІННОВАЦІЇ В ПЕДАГОГІЧНИХ ТЕХНОЛОГІЯХ ПРИ ПІДГОТОВЦІ ВИСОКОКВАЛІФІКОВАНИХ ФАХІВЦІВ З АГРОІНЖЕНЕРІЇ

**О. А. Дьомін, І. О. Колосок, кандидати педагогічних наук
e-mail: demin31@gmail.com**

Анотація. У статті аналізується специфіка навчального процесу аграрного ВНЗ з точки зору вивчення сільськогосподарської техніки. За результатами аналізу виявлено, що студенти переважної більшості факультетів в тій чи іншій мірі вивчають об'єкти сільськогосподарської техніки. Основи знань про цю техніку закладаються саме на лекціях і лабораторних заняттях. Майбутні випускники факультетів технічного та агрономічного профілю повинні не тільки досконало вивчити існуючі сільськогосподарські машини, а і вміти розібратися в будові, робочому процесі, технічних і технологічних регулюваннях нових сучасних об'єктів сільськогосподарської техніки, що надходять в господарства. В статті також розглядається проблема труднощі сприймання зорової навчальної інформації студентами з наочних посібників при вивченні сільськогосподарської техніки. Досліджуються питання

© О. А. Дьомін, І. О. Колосок, 2016

доступності сприймання складних об'єктів сільськогосподарської техніки з важкодоступною зоровою навчальною інформацією. Пропонується інноваційна технологія оптимального використання кольорів хроматичної гами для виділення зорової інформації в процесі навчання.

Ключові слова: *проблеми труднощі вивчення, сприймання, зорова навчальна інформація, кольори хроматичної гами*

Постановка проблеми. Специфіка навчального процесу аграрного вузу полягає в тому, що студенти всіх факультетів в тій чи іншій мірі вивчають сільськогосподарську техніку. Основи знань про цю техніку закладаються саме на лекціях і лабораторних заняттях. Майбутні випускники факультетів технічного та агрономічного профілю повинні не тільки досконало вивчити існуючі сільськогосподарські машини, а і вміти розібратися в будові, робочому процесі, технічних і технологічних регулюваннях нових сучасних об'єктів сільськогосподарської техніки, що надходять в господарства. Більшість цінної для навчання зорової інформації з них важкодоступна для огляду і сприймання студентами (рис. 1).



Рис. 1. Зернозбиральний комбайн John Deere 9600.

Одним з реальних шляхів пом'якшення згубного впливу цієї проблеми в навчальному процесі, є науково - обґрунтоване використання наочності як засобу активізації навчально-пізнавальної діяльності студентів.

Аналіз останніх досліджень. У законі України „Про вищу освіту” зазначено, що „Основними видами навчальних занять у вищих навчальних закладах є: лекція; лабораторне, семінарське, індивідуальне заняття; консультація” [2]. Серед означених видів, лекція і лабораторне заняття з технічних дисциплін виділяються тим, що втілюють в собі властивості, яким притаманні методи та прийоми навчання, поєднані з відповідними організаційними умовами.

Вирішенню проблеми підвищення якості професійної підготовки висококваліфікованих фахівців – аграрників присвячені публікації вітчизняних вчених Дьоміна А. І., Сметаніна Д. А., Лузана П. Г., Рябця В. І. та інших. Серед країн СНД найбільше уваги означеній проблемі приділяється в Росії. Російські вчені цілком справедливо вважають, що підвищення професійної якості майбутніх випускників аграрних ВНЗ потрібно починати з профільної до вузівської підготовки. З цією метою пропонуються і втілюються в життя такі заходи. Вчені Пінчук Л. Г. і Колосова М. М. з Кемеровського державного сільськогосподарського інституту пропонують організацію поза навчальної роботи сільських школярів, зокрема, в рамках діяльності таких шкільних трудових об'єднань як учнівські виробничі бригади (УВБ) і шкільні лісництва (ШЛ). Щербинин В. В., Емелин К. Г. Алтайського державного аграрного університету, м. Барнаул запровадили з 2008 року створення на базі внз заочного агрокласу з числа одинадцятикласників сільських шкіл Алтайського краю. Марухина О. В. започаткувала створення в середній школі учнівської виробничої бригади (УВБ) і детально описала її роботу протягом цілого року.

В результаті проведення запропонованих заходів значно покращується рівень фахової професійної підготовки у майбутніх абітурієнтів. Ставши студентами такі люди вже мають фаховий комплекс цінних знань умінь і навичок, які будуть поглиблюватись та вдосконалюватись у стінах внз.

Проте на сьогоднішній день далеко не всі студенти пройшли через фахову до вузівську підготовку і проблема неоднакової готовності до сприймання навчальної інформації профільних дисциплін залишається ще досить гострою.

Ще С. І. Зінов'єв справедливо наголошував, що в наочному посібнику повинні відображатись по можливості лише суттєві елементи зорової навчальної інформації [3].

Я. Я. Бутко, підтверджуючи ці думки Зінов'єва, назвав важливою особливістю засобів наочності – їх доступність для вивчення [1].

Мета досліджень – запропонувати дієву і ефективну технологію виділення важкодоступної навчальної інформації зі складних об'єктів сільськогосподарських машин в процесі їх вивчення.

Результати досліджень. Самі об'єкти техніки в натуральному вигляді важко доступні для сприймання потрібної зорової інформації з них. Тому для вивчення таких об'єктів необхідно використовувати наочність, яка опосередковує зоровою інформацією об'єкт пізнання, тобто використати додаткові види наочності.

Відображаючи сутність механізму сприймання людиною навколишнього світу за допомогою органів зору, В.Лебедев слушно відмітив, що людина дивиться не очима, а мозком з допомогою очей [4]. Уточнюючи його думку можна сказати - людина дивиться очима, а бачить мозком. Але рецептори зорового аналізатора реагують безпосередньо на конкретну дію зовнішніх подразників. Цими подразниками є дія енергії світлових променів, що потрапляють на сітчатку ока.

Залежно від інтенсивності потоку світлових променів і змін цієї інтенсивності на окремих ділянках сітчатки ока, а також залежно від довжини хвиль променів, мозок вимальовує образи предметів, процесів, явищ, тобто те, що ми бачимо.

На основі досліджень вимальовується дидактична класифікація ієрархії подразників зору в процесі пізнавальної діяльності людини. Подразники розташовуються в такому порядку.

1. Світло.
2. Рух.
3. Загальна ситуація.
4. Колір.
5. Форма.
6. Елементи форми.

Наочні посібники, які використовуються для вивчення інженерно-технічних предметів, є носіями основної навчальної інформації у вигляді форми та її елементів. Тобто наочна навчальна інформація як подразник зору є найслабшою в порівнянні з іншими подразниками. Для її підсилення, на наочних посібниках разом з формою застосовують забарвлення різними кольорами. Використовують рухомі частини, світлову імітацію. Якщо при цьому не враховується те явище, що сильніші подразники можуть маскувати сприймання інформації, що передається слабкішим подразником, наочний посібник не виконує своєї ролі, на яку сподівається викладач в навчальному процесі. В наочних посібниках широко застосовують барви, зорове сприймання яких має свої закономірності. У цій частині особливо цікавить вплив хроматичного забарвлення різного кольору на привернення уваги студентів. Кожен колір по-різному сприймається і по-різному впливає на психіку людини, це в свій час відзначив Гете. Враховуючи особливості впливу кольору на людину, він поділив кольори на три групи:

1. Кольори підбадьорюючі, оживляючі, збуджуючі це червоно-жовті кольори (довгохвильові).
2. Кольори, що породжують журливий, пригнічений настрій синьофіолетові кольори (короткохвильові).
3. Кольори, що викликають стан спокійної впевненості – зелений і прилеглі до нього перехідні частини блакитного і жовтого кольорів (середній діапазон довжини видимих світлових хвиль).

За результатами числених досліджень проглядаються певні дидактичні закономірності впливу кольорів на сприймання студентами зорової навчальної інформації.

Чим довші світлові хвилі, тим сильніше вони привертають увагу людини через зоровий аналізатор. Рожевий і червоний кольори, впливають настільки сильно, що викликають загальне збудження людини. У зв'язку із збуджуючою дією, довгохвильові кольори (червоний, рожевий і прилеглу до нього частину жовтого кольору) називають активними кольорами.

Короткохвильові кольори діють розслаблююче, а при тривалому їх сприйманні навіть пригнічують. Тому фіолетовий, синій і прилеглу до нього частину блакитного кольору називають пасивними.

Середня частина спектру – зелений колір і прилеглі до нього частини жовтого і блакитного кольорів – не викликають ні пригнічуючої, ні збуджуючої дії, тому їх назвали нейтральними кольорами. У діапазоні дії цих кольорів людина довше може працювати, не втомлюючись одноманітною роботою.

Активні кольори сильніше привертають на себе увагу, діють на студентів збуджуюче і, здавалося б, ці якості варто широко використовувати для навчальної мети. Але, разом із згаданими якостями, активні кольори так сильно привертають увагу, що забарвлені в інші кольори сусідні предмети дуже важко сприймаються студентами. Крім того, активні кольори так діють на зоровий аналізатор, що викликають порівняно швидку втому очей, може навіть настати тимчасове нерозрізнення кольорів. Таке явище називають адіспаропією. Ускладнення у сприйманні інших кольорів по сусідству з активними і швидка втома зору значною мірою зменшують можливості використання позитивної якості активних кольорів по привертанню уваги студентів.

Пасивні кольори (фіолетовий, синій, темно-темносірий) викликають зайву напругу очей, що призводить до порівняно швидкої втоми, аж до появи адіспаропії. Особливо важко проглядаються пасивні кольори при штучному освітленні. У зв'язку з цим необхідно уникати пофарбування великих площ наочності кольорами пасивної гами.

Нейтральні і сірі кольори краще, ніж пасивні, привертають увагу студентів, не маскують сусідню зорову інформацію і можуть тривалий час діяти на зоровий аналізатор, не викликаючи втоми у людини.

З великою напругою сприймається зоровим аналізатором контрастне забарвлення в хроматичній гамі, створюючи іноді ілюзію, що спотворює зорову інформацію. Розфарбовані на одній площині,

наприклад, оранжеві (червоні) і сині (фіолетові) деталі сприймаються у різних площинах. Складність сприймання такого поєднання кольорів проявляється у неприємному естетичному відчутті.

Добре сприймається зором спокійне забарвлення, коли поряд розміщені деталі, розфарбовуються кольорами прилеглих секторів спектру.

Досить часто в навчальному процесі ВНЗ в якості наочних посібників використовуються натуральні об'єкти в тому вигляді, в якому вони застосовуються в сільськогосподарському виробництві. Таке їх використання в навчанні можна пояснити прагненням створити студентам умови навчання, максимально наближені до виробничих. Якщо вивчаються порівняно прості натуральні об'єкти, такі, як плуг, борона, котки і т. ін., тоді дійсно можна їх використовувати в навчанні в натуральному вигляді без спеціальної доробки.

Нами вже описувалися маскувальні дії кольорів активної гами до нейтральних і пасивних. Відзначався негативний вплив пасивних кольорів при забарвленні значних площ наочності. Вказувалося також на дискомфорт внаслідок значної напруги очей від сприймання контрастного забарвлення в хроматичній гамі. Всі ці явища, якщо вони мають місце при розфарбуванні наочності, призводять до порівняно швидкої втоми очей і навіть до тимчасового нерозрізнення кольорів, тобто, до адіспаропії. Враховуючи закономірності сприймання зорової інформації, ми забарвлювали ті складові частини наочних посібників, які мають найбільшу площу, в кольори нейтральної гами, а саме: в зелений колір і його відтінки.

У навчальному процесі часто доводиться виготовляти наочні посібники. Наприклад, натуральний вигляд об'єкта з навчальними розрізами, його модель, плакати з його зображенням, слайди з більш інформативними зображеннями об'єкта, ніж на плакаті, стенд, складна деталь, схема і т. ін. На всіх перелічених посібниках носіями головної навчальної інформації є форма та її елементи.

Разом з тим, форма та її елементи є найслабкішими подразниками зорового аналізатора. Для покращення умов сприймання зорової навчальної інформації необхідно використати потужніший подразник зору, який підкреслював би форму складових частин об'єкту і тим самим сприяв зосередженню на них уваги студентів. З цією метою використовують підсвітлення, як, наприклад, при вивченні дорожніх знаків. Можна використовувати рухи, що підкреслюють форму, як це робиться в кіно. Але ці шляхи складні і не завжди доступні викладачеві. Найрозповсюдженіший і доступний спосіб збільшення подразнюючої сили це забарвлення, що виділяє

форму та її елементи. Колір надійно привертає увагу студентів, і в поєднанні з формою, яку він покриває, дає інформацію, що залишає помітні сліди вражень в пам'яті.

Закономірності сприймання кольорів складні і часто суперечливі. Тому, для виявлення дидактичних умов щодо використання барвників з метою посилення сприймання зорової навчальної інформації доцільно особливо наголосити на такій закономірності зорового сприймання. Зоровий аналізатор володіє здатністю само формувати в собі готовність до сприймання забарвлення в поєднанні з формою, яка відображає зміст навчальної інформації. Таким чином посилюється властивість зорового аналізатора створювати необхідні уявлення, як складові поняття, закладеного в змісті навчальної інформації.

Для реалізації цієї та інших закономірностей сприймання кольорів в навчанні, потрібно визначити систему дидактичних умов, які дозволяють уникнути помилок при розфарбуванні об'єктів наочності. Ці умови полягають ось у чому.

1. При забарвленні наочності слід віддавати перевагу нейтральним і прилеглим до них хроматичним кольорам, а також сірим кольорам ахроматичної гами.

2. Доцільно застосовувати в основному спокійне (не пасивне, не яскраве) забарвлення.

3. Добираючи кольори, важливо дотримуватись такого правила: для частини об'єкту, що займає найбільшу площу поверхні наочного посібника, використовують колір найменшої активності серед кольорів, відібраних для забарвлення цього посібника. Частину, деталі якої займають найменшу площу, фарбують у найактивніший колір із відібраної для посібника гами кольорів. Кожна частина об'єкту повинна мати свій колір.

Наприклад, зчеплення трактора розділяють на три основні частини: ведучу, ведену та механізми управління. Для їх забарвлення беруть нейтральні кольори: блакитний, зелений, жовтий. Найбільшу площу на наочному посібнику займають деталі ведучої частини. Тому для їх забарвлення добирають блакитний колір, як найменш активний з відібраних для наочного посібника. Найменшу поверхню займають деталі веденої частини. Тому для їх забарвлення доцільно використати найактивніший з намічених кольорів, в даному випадку – жовтий. Механізми управління зчепленням мають площу меншу, ніж ведуча частина, але більшу, ніж ведена частина. Тому для забарвлення деталей цих механізмів потрібно брати колір проміжної активності серед відібраних. В даному випадку це зелений колір. Якщо до складу об'єкта входить більше ніж три основні складові частини, то в першу чергу для їх

забарвлення, крім вказаних (блакитний, зелений, жовтий), доцільно задіяти сірі кольори. Вони також нейтральні і не порушують спокійного забарвлення наочного посібника.

4. Основні деталі, що належать до однієї частини об'єкта, який вивчається, виділяють відтінком або світлістю забарвлення. В наочних посібниках натурального виду і на моделях для забарвлення їх зовнішніх деталей доцільно використовувати темніші тона кольорів, а для забарвлення деталей, розташованих в глибині, світліші і яскравіші. Якщо навчальний розріз малих розмірів і в середину об'єкту недостатньо потрапляє світла, деталі, розташовані в середині, доцільно фарбувати у світлі відтінки активної гами кольорів. Ця вимога особливо суттєва для розфарбування об'єктів, що використовуються в натуральному вигляді як наочні посібники.

5. Деталі, які видно дуже малими ділянками поверхні, доцільно забарвлювати яскравими кольорами активної гами. Малі розміри поверхні, відбиваючи промені активної гами, створюють малий пучок променевої енергії, який добре привертає на себе увагу, але його потужність настільки незначна, що не в змозі перешкоджати сприйманню сусідніх деталей, розфарбованих у нейтральні кольори.

6. Внутрішні поверхні картерів, корпусів, кожухів потрібно фарбувати у білий колір з легким жовтим або рожевим відтінком.

Таке забарвлення добре відбиває промені, які потрапляють на їх поверхню, і немов підсвічує деталі, розташовані всередині, що робить їх доступними для огляду через навчальні розрізи.

Білий колір швидко втрачає свою чистоту, якщо ж йому надають жовтуватого або рожевого відтінку, він надовго зберігає свою свіжість, майже не втрачаючи властивості відбивати світлові промені.

7. Контрастне забарвлення застосовують для створення ілюзії об'ємності на плоских наочних посібниках.

8. Місця технічного обслуговування об'єктів слід обводити жовтою лінією. Крани, маслянки потрібно фарбувати у яскравий жовтий колір, щоб вони привертали увагу і таким чином нагадували про себе.

9. Розрізи слід фарбувати тим кольором, в який пофарбована вся поверхня розрізаної деталі.

Фарбування розрізу в інший, ніж деталь, колір, несе студентові невірну зорову інформацію і він потрапляє в скрутну ситуацію. Наприклад, корпус машини має сірий колір. Частина корпусу вирізана, щоб дати можливість бачити студентам механізми, розміщені в цьому корпусі. На плакатах, а часто і в натуральному вигляді, місця розрізу фарбують не в сірий, а в інший колір,

наприклад, в червоний. Викладач обводить указкою весь корпус разом з його розрізом і говорить, що це одна деталь. А зоровий аналізатор інформує мозок студента, що сірий корпус – це одна деталь, а червоне – це щось зовсім інше. Тобто, корпус і червону його частину студенти часто сприймають як дві різні деталі внаслідок того, що вони забарвлені в різні кольори.

Досліджуючи це питання, ми постійно спостерігали такі ситуації. Студенти, які добре засвоїли будову двигуна внутрішнього згоряння і вірно показували деталі двигуна на його натуральному об'єкті, забарвленому в ахроматичні кольори, розгублювались і надовго замислювались, якщо потім їм пропонували розповісти будову, наприклад, пускового двигуна, блок-картер якого пофарбовано в світло сірий колір, а його розріз – в яскраво червоний. Таким чином, слуховий аналізатор студента з пояснень викладача подає студентові інформацію про те, що блок-картер разом з його розрізом це одна деталь, в той час як зоровий аналізатор, що слідує за показом викладача на натуральному об'єкті, доносить студенту зовсім іншу інформацію: нібито блоккартер, забарвлений в світлосірий колір, це одна деталь, а його розріз, забарвлений в червоний колір, – інша деталь якоїсь дивної форми. Внаслідок таких суперечливих вражень у студента загальмовується сприймання. Він може дивитися і слухати, але нічого не розуміти з пояснень викладача.

Навчальні плакати створені з багатьма порушеннями закономірностей зорового сприймання, в тому числі і розрізи на них забарвлені кольором, як правило, яскравим і часто відмінним від кольору самої деталі, а іноді і контрастним по відношенню до нього. Недосвідчене око студента сприймає ці розрізи як окремі деталі, незрозуміло-чудернацької форми. Таке забарвлення перешкоджає сприйманню вірної інформації про будову об'єкту.

Розфарбування деталі та її розрізу в однаковий колір знімає суперечливість інформації, і студент бачить одну деталь. Для того, щоб студент відрізняв на деталі її розріз, поверхню розрізу потрібно заштрихувати. Якщо деталь темного кольору, штрихи мають бути білими. На деталь світлого кольору, штрихи треба наносити чорні.

Починаючи з сьомого класу загально-освітньої школи, учні, сприймаючи заштриховану поверхню технічного малюнку на уроках креслення, привчаються уявляти розріз деталі. За роки навчання виробляється динамічний стереотип такого сприймання, і тому наочний посібник з заштрихованими розрізами сприяє доведенню до свідомості студента вірної навчальної інформації.

10. Деталі, що мають поступальний рух у діючих моделях, стендах, позначаються по периметру жирною лінією активного кольору. При цьому добре видимі обриси деталі дозволяють студентам відразу ж фіксувати її найменший рух.

11. Деталі, що мають обертальний рух, позначаються таким чином. Якщо деталь, що обертається, видно з боку ободу у наочному посібнику, на ободі наносять поперечні смуги (жирні лінії) активного кольору. Кількість смуг роблять з розрахунку, щоб не менше одної з них були весь час у полі зору студентів. Для колеса, відкритого повністю, таких смуг потрібно всього три. Але у розрізах об'єктів техніки в натуральному вигляді, а буває і на моделях, деталі, що обертаються, значною мірою перекриваються кожухами, корпусами та іншим обладнанням. В таких випадках на деталі, що обертаються, наносять стільки яскравих смужок, щоб у кожний момент на відкритій частині обода було видно одну з них.

Кожна смуга має відрізнятись від іншої довжиною або нахилом в окремих місцях можна поставити пару таких смуг різної або однакової довжини. Робиться це для того, щоб можна було рахувати оберти і орієнтуватися, яку частину деталі видно на даний момент обертання.

Коли деталь, що обертається, звернена до спостерігача диском (торцем вісі), то наносять на ободі жирні радіальні відрізки ліній активного кольору. Якщо деталь видно повністю – достатньо однієї такої позначки. На неповністю відкритих для спостерігача дисках позначки наносять з таким розрахунком, щоб в кожний момент часу можна було бачити хоча б одну з цих позначок. Позначки відрізняються одна від одної довжиною або товщиною, можуть бути парними.

Висновки

1. Використання дидактичних умов розфарбування наочності полегшує викладачеві підготовку наочних посібників з таким розрахунком, щоб вірно були використані закономірності зорового сприймання. Студенти, спостерігаючи такий наочний посібник, можуть завжди отримувати ту інформацію, яку хоче надати їм викладач. Це дуже важливо для побудови інноваційних педагогічних технологій. Дотримання дидактичних вимог пофарбування наочності дозволяє знаходити оптимальні можливості доносити до свідомості студентів навчальну інформацію для її правильного осмислення і розуміння.

2. У наочних посібниках, наприклад, на готових типографічних плакатах, які досить часто бувають розфарбовані з порушенням закономірностей зорового сприймання, необхідно, по можливості, нейтралізувати спотворення зорової інформації за допомогою слова, малюнків на класній дошці, кодоскопу або іншої додаткової наочності.

3. Кольорове розфарбування наочності особливо необхідне для теоретичних занять, де формуються первинні поняття про будову і роботу об'єктів. В процесі практичного навчання кольорові

посібники відіграють допоміжну, орієнтовну роль. Основну практичну роботу доцільно проводити на об'єктах природного забарвлення, щоб студенти звикали бачити деталі і збірні одиниці такими, якими вони є в натуральному вигляді.

Список літератури

1. Бутко Я. Я. Применение учебно-наглядных пособий при изучении некоторых тем предмета «Организация и технология производства механизированных работ» : методическое пособие / Я. Я. Бутко. – М.: Высшая школа, 1972. – 30 с.
2. Закон України „Про освіту”. – К.: Науково-методичний центр аграрної освіти, 2002. – 36 с.
3. Зиновьев С. И. Учебный процесс в советской высшей школе / С. И. Зиновьев. – М.: Высшая школа, 1975. – 316 с.
4. Лебедев О. Т. Проблемы теории подготовки специалистов в высшей школе / О. Т. Лебедев, Ф. Е. Дараевич. – Воронеж: Изд-во Воронежского ун-та, 1981. – 209 с.

References

1. Butko, Ya. Ya. (1972). Pry`meneny`e uchebno-naglyadnix posoby`j pry`y`zucheny`y` nekotoryx tem predmeta «Organyzacy`ya y` texnologiy`ya proy`zvodstva mexany`zy`rovannix rabot» : metody`cheskoe posoby`e [Use of training aid in the study of certain topics of the subject "Organization and technology of production of mechanized work" : a manual]. M.: Higher school, 30.
2. Zakon Ukrayiny` „Pro osvitu” [The law of Ukraine "On education"]. (2002). K.: Scientific metodichnij center of agricultural education, 36.
3. Zinovyev, S. S. (1975). Uchebnij process v sovetskoj visshej shkole [The educational process in the Soviet higher school]. M.: Higher school, 316.
4. Lebedev, A. T., Darevich, F. E. (1981). Ppoblemi teopy`y` podgotovky` specy`aly`stov v visshej shkole [Problems of the theory of training in higher school]. Voronezh: publishing house of Voronezh University, 209.

ИННОВАЦИИ В ПЕДАГОГИЧЕСКИХ ТЕХНОЛОГИЯХ ПРИ ПОДГОТОВКЕ ВЫСОКОКВАЛИФИЦИРОВАННЫХ СПЕЦИАЛИСТОВ С АГРОИНЖЕНЕРИИ

А. А. Демин, И. А. Колосок

Аннотация. В статье анализируется специфика учебного процесса аграрного вуза с точки зрения изучения сельскохозяйственной техники. По результатам анализа выявлено, что студенты подавляющего большинства факультетов в той или иной мере изучают объекты сельскохозяйственной техники. Основы знаний об этой технике закладываются именно на лекциях и лабораторных занятиях. Будущие выпускники факультетов технического и агрономического профиля должны не только в совершенстве изучить существующие сельскохозяйственные машины, но и уметь разобраться в строении, рабочем процессе, технических и

технологических регулированиях новых современных объектов сельскохозяйственной техники, которые приходят в хозяйства. Так же в статье рассматривается проблема трудности восприятия зрительной учебной информации студентами с наглядных пособий при изучении сельскохозяйственной техники. Исследуются вопросы доступности восприятия сложных объектов сельскохозяйственной техники с труднодоступной зрительной учебной информацией. Предлагается инновационная технология оптимального использования цветовой хроматической гаммы для выделения зрительной информации в процессе обучения.

Ключевые слова: *проблемы трудности изучения, восприятия, зрительная учебная информация, цвета хроматической гаммы*

INNOVATIONS IN EDUCATIONAL TECHNOLOGIES AT TRAINING OF HIGHLY QUALIFIED SPECIALISTS WITH AGROENGINEER

O. A. Dyomin, I. O. Kolosok

Abstract. *In paper the specific of educational process of agrarian institution of higher learning is analysed from the point of view of study of agricultural technique. It is educed on results an analysis, that the students of swingeing majority of faculties study the objects of agricultural technique in one or another measure. Bases of knowledge about this technique are mortgaged exactly on lectures and laboratory employments. The future graduating students of faculties of technical and agronomical profile must not only to perfection study existent agricultural machines but also able to understand a structure, working process, technical and technological adjusting of new modern objects of agricultural technique, that come in economies. The article deals with the problems of perception visual educational information difficulties by the students from visual aids while studying agricultural while machinery. The questions of availability of perception of difficult machines of agricultural technique are investigated with difficult of access visual educational information. Innovative technology of the optimal use of color chromatic gamut is offered for the selection of visual information in the process of educating.*

Keywords: *problems of difficulties, perception, visual educational information, colors of chromatic gamut*

АНАЛІЗ РУХУ КОВШОВОГО ЕЛЕВАТОРА З ДИНАМІЧНОЮ МЕХАНІЧНОЮ ХАРАКТЕРИСТИКОЮ ДВИГУНА

В. С. Ловейкін, доктор технічних наук

Л. Б. Ткачук, аспірант*

e-mail: lovvs@ukr.net

Анотація. Побудована динамічна модель ковшового елеватора з врахуванням динамічної механічної характеристики приводного двигуна. На основі побудованої динамічної моделі створено математичну модель з використанням принципу д'Аламбера. Для конкретного ковшового елеватора з продуктивністю 60т/год проведений динамічний аналіз з використанням статичної та динамічної характеристики приводного механізму. В результаті проведеного аналізу побудовані графічні залежності зміни кутової швидкості рухомих елементів елеватора, кутового відхилення ковшів, зусилля в тяговому органі при набіганні на привідний барабан та рушійного моменту при статичній та динамічній характеристиках двигуна. На основі отриманих графіків встановлено, що під час пуску ковшового елеватора мають місце значні коливні процеси, причому вони більш інтенсивні при використанні динамічної характеристики двигуна. Виявлені значні крутильні коливання ковшів є однією з причин висипання і пошкодження зерна. Тому в подальшому для дослідження перехідних процесів ковшового елеватора рекомендовано використовувати динамічну характеристику двигуна. Для зменшення динамічних навантажень, а також для мінімізації крутильних коливань ковшів під час пуску, доцільно здійснити процес оптимізації режиму руху елеватора.

Ключові слова: ковшовий елеватор, динамічна модель, математична модель, динамічна характеристика двигуна, режим пуску, динамічне навантаження

Постановка проблеми. Правильний вибір режиму руху механізму істотно впливає на ефективність не тільки окремого механізму, але й машини в цілому. Робота стрічкових ковшових елеваторів має три характерні періоди руху: період пуску, період усталеного руху, період гальмування. У процесі розгону й гальмування виникають значні динамічні навантаження як у системі

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

привода, так і в елементах його конструкції, що можуть значно перевищувати статичні. Вони виникають у результаті нерівномірного руху стрічки, що пов'язано із процесом зачерпування ковшами вантажу і його вивільненням при розвантаженні. Також в процесі пуску до цих навантажень додаються і динамічні навантаження від зростання швидкості барабанів і стрічки до моменту часу, коли система виходить на усталений рух. Щоб позбутися або зменшити значення динамічних навантажень, необхідно дослідити динаміку руху ковшового елеватора в найбільш навантаженому стані, тобто при завантажених ковшах робочої гілки в режимі пуску або гальмування. Зниження пускових і гальмівних динамічних навантажень є актуальним завданням, рішення якого підвищить надійність і термін служби транспортного механізму та забезпечить безаварійну експлуатацію.

Аналіз останніх досліджень. Моделюванню робочого процесу конвеєрів присвячені роботи Штокмана І. Г., Чугресва Л. І., Співаковського О. О., Хорольського І. М., Кондрахіна В. П. [1–10]. Розглянуті в даних працях математичні моделі для стрічкових конвеєрів, що використовуються переважно у важкій промисловості не відображають процес руху вертикальних елеваторів, які застосовуються у сільському господарстві. В роботі [11] побудована математична модель динаміки руху ковшового елеватора, де прийнята статистична характеристика приводного двигуна, яка не в повній мірі відображає процес руху елеватора. Тому виникає потреба в використанні динамічної характеристики приводного двигуна, яка достатньо відображає динамічні процеси в момент пуску.

Метою досліджень є аналіз руху ковшового елеватора з врахуванням динамічної характеристики приводного двигуна.

Результати досліджень. Побудована динамічна модель ковшового елеватора (рис. 1), де прийнято такі припущення:

- всі ланки вважаємо абсолютно твердими тілами, крім приводного механізму і тягового органу;
- динамічні процеси, які проходять в приводному механізмі описуються динамічною механічною характеристикою;
- ковші завантажені і порожні кріпляться до стрічки пружним зв'язком і представлені у вигляді дискретних мас, що з'єднані між собою пружними елементами, жорсткість яких визначається жорсткістю стрічки на ділянці між ковшами;
- проковзування між стрічкою і барабаном відсутнє, оскільки забезпечується необхідним зчепленням між стрічкою і барабаном та необхідним натягом стрічки;
- вважаємо, що процес розвантаження сипкого матеріалу не має суттєвого впливу на динаміку руху елеватора під час перехідного процесу.

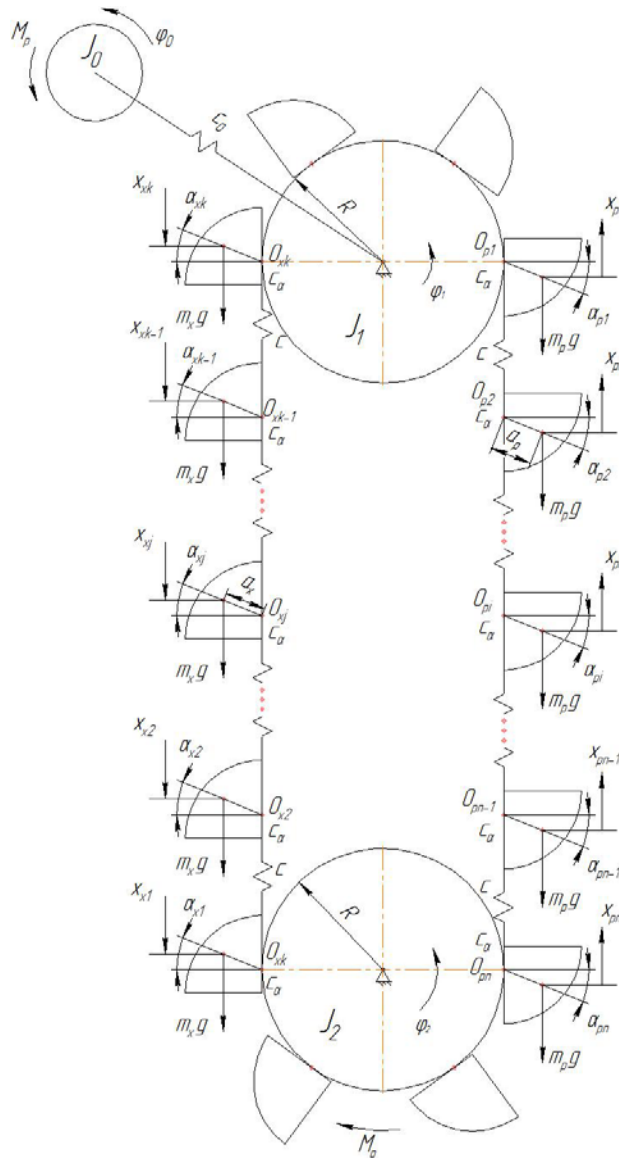


Рис. 1. Динамічна модель стрічкового ковшового елеватора.

Розроблена динамічна модель для загального випадку з довільною кількістю мас (n_p і n_x робочої та холостої гілки відповідно) показана на рис. 1. На схемі прийняті наступні позначення: J_0 – зведений до осі обертання барабана момент інерції електродвигуна, редуктора, муфти; J_1 – момент інерції приводного барабана; J_2 – момент інерції натяжного барабана; J_p – момент інерції завантаженого ковша відносно його центра мас; J_x – момент інерції розвантаженого ковша відносно його центра мас; M_p – зведений до осі обертання приводного барабана рушійний момент приводного механізму; M_o – зведений до осі обертання натяжного барабана момент сил опору переміщенню стрічки з ковшами та вантажем; m_p , m_x – зведені до тягового органа маси ковша з вантажем і без вантажу відповідно з урахуванням маси стрічки між ковшами; c_o – коефіцієнт жорсткості приводного механізму; c – коефіцієнт

На основі побудованої динамічної моделі створено математичну модель, що дає можливість здійснити динамічний аналіз руху елеватора. Для математичного опису системи застосовано метод рівноваги з використанням принципу д'Аламбера, де за узагальнені координати прийнято: $\varphi_0, \varphi_1, \varphi_2$ – кутові координати повороту зведеної маси приводного механізму, приводного і натяжного барабанів відповідно; $x_{p1}, x_{p2}, \dots, x_{pn}, x_{x1}, x_{x2}, \dots, x_{xk}$ – вертикальні координати переміщення точок кріплення ковшів до стрічки на робочій та холостій гілках конвеєра відповідно; $\alpha_{p1}, \alpha_{p2}, \dots, \alpha_{pn}, \alpha_{x1}, \alpha_{x2}, \dots, \alpha_{xk}$ – кутові координати повороту завантажених і розвантажених ковшів відповідно.

$$\left\{ \begin{array}{l} J_0 \ddot{\varphi}_0 = M_p (\ddot{\varphi}_0) - c_0 (\varphi_0 - \varphi_1); \\ J_1 \ddot{\varphi}_1 = c_0 (\varphi_0 - \varphi_1) - c(\varphi_1 R - x_{p1})R + c(x_{xk} - \varphi_1 R)R; \\ m_p (\ddot{x}_{p1} - a_p \ddot{\alpha}_{p1}) = c(\varphi_1 R - x_{p1})R - c(x_{p1} - x_{p2}) - m_p g; \\ -m_p \ddot{x}_{p1} a_p + (J_p + m_p a_p^2) \ddot{\alpha}_{p1} = m_p g a_p - c_\alpha \alpha_{p1}; \\ \dots\dots\dots \\ m_p (\ddot{x}_{pi} - a_p \ddot{\alpha}_{pi}) = c(x_{pi-1} - x_{pi}) - c(x_{pi} - x_{pi+1}) - m_p g; \\ -m_p \ddot{x}_{pi} a_p + (J_p + m_p a_p^2) \ddot{\alpha}_{pi} = m_p g a_p - c_\alpha \alpha_{pi}; \\ \dots\dots\dots \\ m_p (\ddot{x}_{pn} - a_p \ddot{\alpha}_{pn}) = c(x_{pn-1} - x_{pn}) - c(x_{pn} - \varphi_2 R) - m_p g; \\ -m_p \ddot{x}_{pn} a_p + (J_p + m_p a_p^2) \ddot{\alpha}_{pn} = m_p g a_p - c_\alpha \alpha_{pn}; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 = c(x_{pn} - \varphi_2 R)R - c(\varphi_2 R - x_{x1})R - M_o (\ddot{\varphi}_2); \\ m_x (\ddot{x}_{x1} - a_x \ddot{\alpha}_{x1}) = c(\varphi_2 R - x_{x1})R - c(x_{x1} - x_{x2}) + m_x g; \\ -m_x \ddot{x}_{x1} a_x + (J_x + m_x a_x^2) \ddot{\alpha}_{x1} = m_x g a_x - c_\alpha \alpha_{x1}; \\ \dots\dots\dots \\ m_x (\ddot{x}_{xj} - a_x \ddot{\alpha}_{xj}) = c(x_{xj-1} - x_{xj})R - c(x_{xj} - x_{xj+1}) + m_x g; \\ -m_x \ddot{x}_{xj} a_x + (J_x + m_x a_x^2) \ddot{\alpha}_{xj} = m_x g a_x - c_\alpha \alpha_{xj}; \\ \dots\dots\dots \\ m_x (\ddot{x}_{xk} - a_x \ddot{\alpha}_{xk}) = c(x_{xk-1} - x_{xk})R - c(x_{xk} - \varphi_1 R) + m_x g; \\ -m_x \ddot{x}_{xk} a_x + (J_x + m_x a_x^2) \ddot{\alpha}_{xk} = m_x g a_x - c_\alpha \alpha_{xk}. \end{array} \right. \quad (1)$$

(1)

В даній системі рушійний момент описує статичну характеристику двигуна.

Для моделювання електромагнітного моменту двигуна використаємо диференціальні рівняння асинхронного двигуна у нерухомій відносно статора системі координат [12]:

$$\begin{cases} \frac{di_{1\alpha}}{dt} = \frac{1}{\delta L_1} (u_{1\alpha} - i_{1\alpha} R_1 + k_r e_{2\alpha}); \\ \frac{di_{1\beta}}{dt} = \frac{1}{\delta L_1} (u_{1\beta} - i_{1\beta} R_1 - k_r e_{2\beta}); \\ \frac{di_{2\alpha}}{dt} = -\frac{1}{\delta L_2} ((u_{1\alpha} - i_{1\alpha} R_1) k_s + e_{2\alpha}); \\ \frac{di_{2\beta}}{dt} = -\frac{1}{\delta L_2} ((u_{1\beta} - i_{1\beta} R_1) k_s - e_{2\beta}); \\ M_p = \frac{3}{2} p L_{12} (i_{1\beta} i_{2\alpha} - i_{1\alpha} i_{2\beta}), \end{cases} \quad (2)$$

де: $i_{1\alpha}$, $i_{1\beta}$ – проекції узагальненого вектора струму статора на нерухомі ортогональні координатні осі α і β ; $i_{2\alpha}$, $i_{2\beta}$ – проекції узагальненого вектора струму ротора на ортогональні координатні осі α і β ; L_1 , L_2 – індуктивності статорної та роторної обмоток; L_{12} – взаємодуктивність; k_r і k_s – коефіцієнти магнітного зв'язку ротора та статора відповідно ($k_r = L_{12} L_2^{-1}$; $k_s = L_{12} L_1^{-1}$); M_p – електромагнітний момент двигуна; p – кількість пар полюсів електричної машини; $u_{1\alpha}$, $u_{1\beta}$ – проекції узагальненого вектора напруги статора на координатні осі α і β ($u_{1\alpha} = U_{\max} \cos(2\pi \int f dt)$, $u_{1\beta} = U_{\max} \sin(2\pi \int f dt)$); $U_{\max}$ – амплітуда фазної напруги живлення двигуна; f – частота напруги живлення двигуна; $e_{2\beta}$, $e_{2\alpha}$ – ЕРС, що індукуються потокозчепленнями ротора по осях α і β відповідно ($e_{2\alpha} = p\omega_{\delta\delta}(L_2 i_{2\beta} + L_{12} i_{1\beta}) + i_{2\alpha} R_2$, $e_{2\beta} = p\omega_{\delta\delta}(L_2 i_{2\alpha} + L_{12} i_{1\alpha}) + i_{2\beta} R_2$); R_1 – активний опір статорної обмотки; R_2 – зведений до статора активний опір роторної обмотки; X_1 – індуктивний опір статорної обмотки; X_2 – зведений до статора індуктивний опір роторної обмотки; δ – коефіцієнт розсіювання ($\delta = 1 - (1 + X_1(2\pi f L_{12})^{-1})(1 + X_2(2\pi f L_{12})^{-1})^{-1}$); $\omega_{\delta\delta}$ – кутова швидкість двигуна.

Врахувавши динамічну характеристику приводного двигуна рушійний момент буде мати вигляд:

$$M_p = \frac{3}{2} p L (i_{1\beta} i_{2\alpha} - i_{1\alpha} i_{2\beta}) \cdot u \cdot \eta, \quad (3)$$

де: u і η – передаточне число та коефіцієнт корисної дії приводного механізму відповідно.

Основними динамічними навантаженнями ковшового елеватора є пружний момент в приводному механізмі, який визначається за формулою:

$$M_{01} = c_0 \cdot (\varphi_0 - \varphi_1), \quad (4)$$

а також зусилля в тяговому органі при набіганні на приводний барабан, яке представляється залежністю:

$$F_1 = c \cdot (\varphi_1 \cdot R - x_{p1}). \quad (5)$$

На основі системи диференціальних рівнянь (1) з урахуванням залежностей (2)–(5) в програмі Mathematica 9.0 виконано моделювання процесу пуску ковшового елеватора із завантаженою робочою гілкою. У якості прикладу прийнято стрічковий ковшовий елеватор з такими вихідними даними: $J_0=65 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, $J_1=78,4 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, $J_2=78,4 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, $J_p=0,26 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, $J_x=0,13 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, $R=0,315 \text{ м}$, $c_0=2000 \text{ Н}\cdot\text{м/рад}$, $c=330000 \text{ Н/м}$, $c_a=80 \text{ Н}\cdot\text{м/рад}$, $M_{\max}=278,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $s_{\text{кр}}=0,4$, $u=26,8$, $\eta=0,9$, $\omega_0=5,7 \text{ рад/с}$, $n_1=32$, $n_2=32$, $m_e=9 \text{ кг}$, $m_k=9 \text{ кг}$, $m_{\text{кл}}=30 \text{ кг}$.

В результаті проведених розрахунків отримано графіки зміни кутових швидкостей приводного механізму, приводного і натяжного барабанів, лінійних та кутових швидкостей ковшів на робочій і холостій гілках. Також отримані графічні залежності зусилля в тяговому органі при набіганні на приводний барабан, моменту в приводному механізмі та рушійного моменту на валу електродвигуна з врахуванням статичної та динамічної характеристик приводного двигуна, які представлено на рис. 2, де: —динамічна механічна характеристика приводного двигуна; — статична механічна характеристика приводного двигуна.

З отриманих графічних залежностей видно, що найменше значення кутової швидкості на валу приводного механізму при статичній характеристиці складає $4,5 \text{ рад/с}$ через 1 с після пуску, в той час як при динамічній характеристиці це значення складає $5,5 \text{ рад/с}$. Через 2 с після пуску кутова швидкість при обох характеристиках виходить на номінальну та становить $5,7 \text{ рад/с}$. Графіки (б–в) показують, що кутова швидкість приводного і натяжного барабанів ковшового елеватора доволі різко зростають протягом 1 с і через 4 с виходять на усталений режим, проте мають яскраво виражений коливальний характер. Зусилля, яке створюється в тяговому органі при набіганні на приводний барабан при статичній характеристиці досягає максимального значення приблизно 11 кН протягом 1 с , тоді як при динамічній характеристиці за цей час, воно становить 12 кН , що є на 8% більшим. З наведених графіків (д–ж) можна побачити, що зміна швидкості першої та шістнадцятої мас на холостій гілці мають більшу частоту коливань, ніж на робочій гілці.

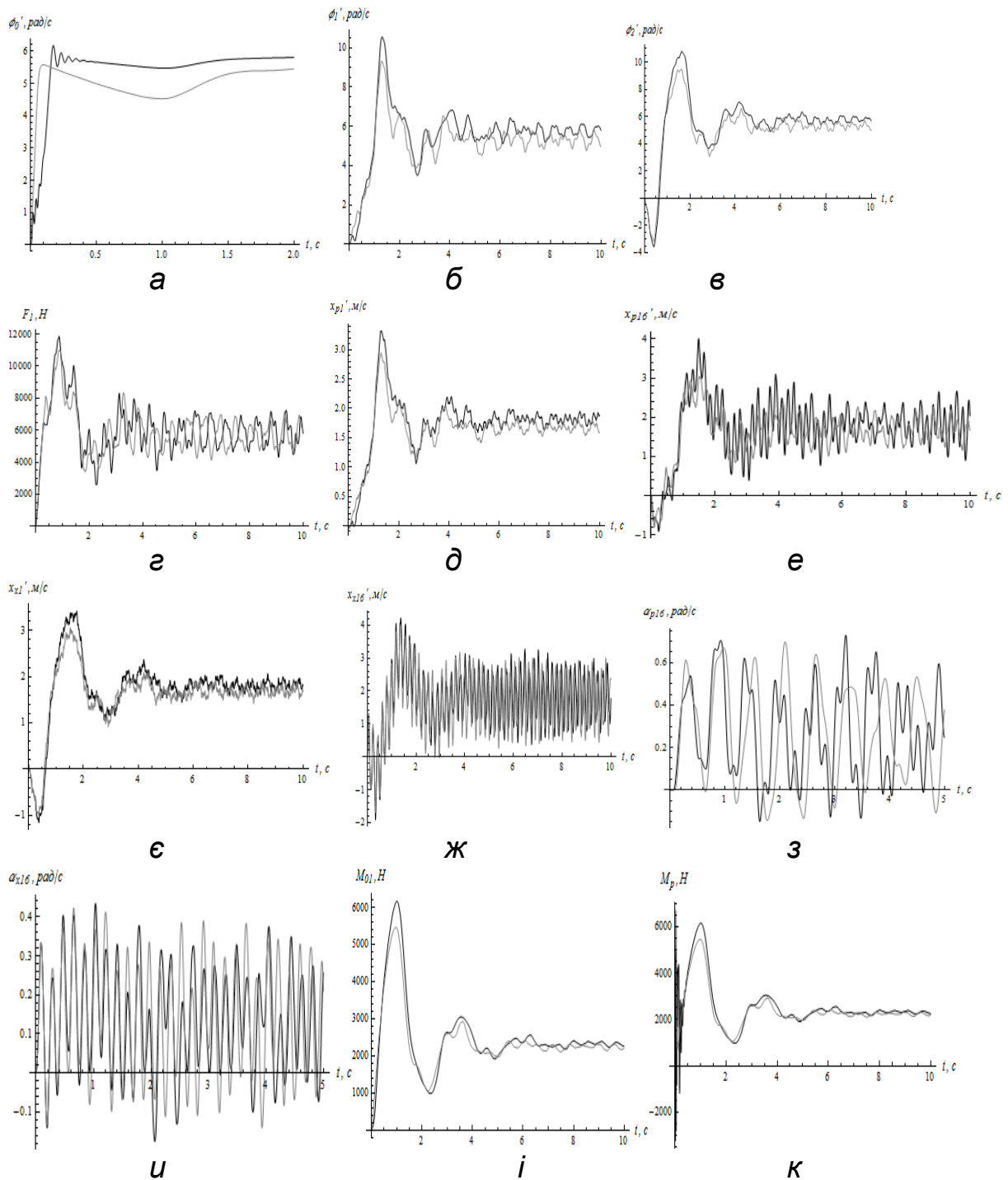


Рис. 2. Графічні залежності динаміки руху ковшового елеватора: а, б, в – зміна кутової швидкості на валу приводного механізму, приводного та натяжного барабана відповідно; г – зміна зусилля в тяговому органі при набіганні на приводний барабан; д, е – зміни швидкості першої та шістнадцятої маси на робочій гілці відповідно; є, ж – зміна швидкості першої та шістнадцятої маси на холостій гілці відповідно; з, и – зміна кутового відхилення кріплення ковша шістнадцятої маси на робочій та холостій гілках відповідно; і – зміна пружного моменту в приводному механізмі; к – зміна рушійного моменту на валу електродвигуна.

Необхідно відмітити й те, що крутильні коливання ковшів, на відміну від їх лінійних коливань, практично не затухають протягом всього періоду роботи ковшового елеватора. Зміна пружного моменту в приводному механізмі також має коливальний характер та стабілізується через 6с після пуску, але максимальне значення при динамічній характеристиці складає близько $6,4кН$, що на 15% є більшим ніж при статичній. Відповідно і рушійний момент на валу електродвигуна в період розгону на динамічній характеристиці перевищує цей же момент на статичній характеристиці та виходить на номінальний режим через 6 с.

Висновок. Розроблена математична модель динаміки руху вертикального стрічкового ковшового елеватора дозволяє проаналізувати режими руху як на ділянках неусталених процесів, так і на ділянці усталеного руху. З наведеного аналізу руху елеватора необхідно відмітити, що на ділянці пуску при динамічній характеристиці приводного двигуна лінійні та крутильні коливання ковшів на робочій і холостій гілках та коливання в основних динамічно навантажених елементах ковшового елеватора мають більші значення в порівнянні із статичною характеристикою. Тому в подальших розрахунках в режимі пуску потрібно використовувати динамічну характеристику двигуна, яка точніше відображає динамічні процеси. На усталеному режимі коливання зменшуються і практично співпадають як при динамічній, так і при статичній характеристиках двигуна. Коливання, які виникають в момент пуску, є небажаними для роботи конвеєра, оскільки приводять до значних динамічних навантажень, які негативно впливають на ковш та рухомі елементи конвеєра, зменшують надійність роботи елеватора, а в багатьох випадках призводять до руйнування опорних конструкцій та стрічки. Крім того, такий режим роботи приводить до втрати та пошкодження частини зернового матеріалу, що транспортується. Одним із способів зменшення динамічних навантажень у елеваторах є оптимізація режимів руху [13].

Список літаратури

1. Корнеев С. В. Динамика забойных серебряковых конвейеров с гидравлическими натяжными устройствами / С. В. Корнеев, В. Ю. Доброногова // Сборник научных трудов Донбасского государственного технического университета, вып. 28. – Алчевск: ДонГТУ. – 2009. – С. 44–51.
2. Кондрахин В. П. Математическая модель для исследования нагрузок в двухскоростном многодвигательном приводе и тяговом органе скребкового забойного конвейера / В. П. Кондрахин, В. Ф. Борисенко, А. А. Мельник и др. // Наукові праці Донецького національного технічного університету, вип. 16, Серія: гірничо-електромеханічна. – Донецьк: ДонНТУ. – 2008. – С. 132–140.
3. Кондрахин В. П. Моделирование пусковых режимов скребкового конвейера типа КСД / В. П. Кондрахин, В. Ф. Борисенко, А. А. Мельник и др. // Наукові праці

- Донецького національного технічного університету, вип. 13, Серія: гірничо-електромеханічна. – Донецьк: ДонНТУ. – 2008. – С. 132–140.
4. *Сливаковский А. О.* Теория ленточных конвейеров / *А. О. Сливаковский, В. Г. Дмитриев.* – М., 1982. – 192 с.
 5. *Хорольський І. М.* Динаміка ланцюгових систем і замкнутих контурів машин неперервного транспорту / *І. М. Хорольський.* – Л.: Вид-во держ. ун-ту «Лвівська політехніка», 1999. – 194 с.
 6. *Чугреев Л. И.* Динамика конвейеров с цепным тяговым органом / *Л. И. Чугреев.* – М.: Недра, 1976. – 256 с.
 7. *Штокман И. Г.* Динамика тяговых цепей рудничных конвейеров / *И. Г. Штокман.* – М.: Углетехиздат, 1959. – 290 с.
 8. *Ловейкін В. С.* Теорія технічних систем : навч. посібник / *В. С. Ловейкін, І. І. Назаренко, О. Г. Онищенко.* – Київ-Полтава: ПДТУ, 1998. – 175 с.
 9. *Чиликин М. Г.* Общий курс электропривода : учебник [для студентов вузов] / *М. Г. Чиликин, А. С. Сандлер.* – [6-е изд., доп. и перераб.]. – М.: Энергоиздат, 1981. – 576 с.
 10. *Турчин В. С.* Обоснование конструктивно-режимных параметров элеваторов ковшового типа для транспортировки сыпучих материалов: Дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01/ *Турчин Вячеслав Семёнович.* – Оренбург, 2005. – 187 с.
 11. *Ловейкін В. С.* Динаміка режиму руху вертикального ківшового елеватора із завантаженою гілкою / *В. С. Ловейкін, В. А. Бортун* // Підйомно-транспортна техніка. – 2011. – №1(37). – С. 67–78.
 12. *Ловейкін В. С.* Динаміка машин / *В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич.* – К.: ЦП «Компринт», 2013. – 227 с.
 13. *Ловейкін В. С.* Динамічна оптимізація підйомних машин / *В. С. Ловейкін, А. П. Нестеров.* – Х.: ХНАДУ, 2002. – 291 с.

References

1. *Korneev, S. V., Dobronogov, V. Y.* (2009). Dynamyka zaboynix serebkovix konvejerov s gydravlycheskymy natyazhnimy ustrojstvamy [Bottomhole terebkova conveyor hydraulic tensioning device]. Collection of scientific works of Donbass state technical University, vol. 28. Alchevsk: DonSTU, 44–51.
2. *Kondrakhin, V. P., Borisenko, V. F., Miller, A. A.* (2008). Matematycheskaya model dlya yssledovanyya nagruzok v dvuxskorostnom mnogodvygatelnom pryvode y tyagovom organe skrebkovogo zaboynogo konvejera [Mathematical model to investigate loads in two-speed multi-drive and traction on the scraper face conveyor]. Scientific works of Donetsk national technical University, vol. 16, Series: mining and Electromechanical. Donetsk: DonNTU, 132–140.
3. *Kondrakhin, V. P., Borisenko, V. F., Miller, A. A.* (2008). Modelyrovanye puskovix rezhymov skrebkovogo konvejera typu KSD [Modeling of start-up modes of the scraper conveyor type KSD]. Scientific works of Donetsk national technical University, vol. 13, Series: mining and Electromechanical. Donetsk: DonNTU, 132–140.
4. *Spivakovsky, A., Dmitriev, V. G.* (1982). Teoryya lentochnix konvejerov [Theory of belt conveyor]. M., 192.
5. *Khorol's'kyi, I. M.* (1999). Dynamika lancyugovyx system i zamknutyx konturiv mashyn neperernvogo transport [Dynamics of chain systems and closed loops of continuous transport]. L.: Publishing house of state University-Tu "Lvivska Politehnika", Lviv, 194.
6. *Chugreev, L. S.* (1976). Dynamyka konvejerov s cepnim tyagovim organum [Dynamics of chain conveyors with a traction body]. M.: Nedra, 256.
7. *Stockman, S. G.* (1959). Dynamyka tyagovyx cepej rudnychnix konvejerov [Dynamics of traction chains for mining conveyors]. M.: Whiteheat, 290.

8. Loveikin, V. S., Nazarenko, I. I., Onishchenko, A. G. (1998). Teoriya texnichnykh system : navch. posibnyk [Theory of technical systems : textbook. manual]. Kiev-Poltava: PSTU, 175.
9. Chilikin, M. G., Sandler, A. C. (1981). Obshhyi kurs elektropriyoda : uchebnyk [dlya studentov vuzov]. [General course of the drive : tutorial [for students]. [6th ed., EXT. and Rev.]. M.: Energoizdat, 576.
10. Turchin, V. S. (2005). Obosnovaniye konstruktivno-rezhymnykh parametrov elevatorov kovshovogo tipa dlya transportirovki sipuchykh materiyalov: Dys. ... kand. texn. nauk. [Substantiation of constructive-regime parameters of the elevators bucket type for conveying bulk materials]: Dis. kand. tech. Sciences : 05.20.01. Turchin Vyacheslav Semenovich. Orenburg, 187.
11. Loveikin, V. S., Borton, V. A. (2011). Dynamika rezhymu ruxu vertykal'nogo kovshovogo elevatora iz zavantazhenoyu gil'koyu. [Dynamics of the flow regime vertical bucket of the Elevator with the loaded branch. Handling equipment], 1(37), 67–78.
12. Loveikin, V. S., Tomasevic, J. A. (2013). Dynamika mashyn. [Dynamics of machines]. K.: CPU "Komprint", 227.
13. Loveikin, V. S., Nesterov, A. P. (2002). Dynamichna optymizatsiya pidjomnykh mashyn. [Dynamic optimization of lifting machines]. H.: HNADU, 291.

АНАЛИЗ ДВИЖЕНИЯ КОВШОВОГО ЭЛЕВАТОРА С ДИНАМИЧЕСКОЙ МЕХАНИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКОЙ ДВИГАТЕЛЯ

В. С. Ловеikin, Л. Б. Ткачук

Аннотация. Построена динамическая модель ковшового элеватора с учетом динамической механической характеристики приводного двигателя. На основе построенной динамической модели создана математическая модель с использованием принципа д'Аламбера. Для конкретного ковшового элеватора с производительностью 60 т/ч проведен динамический анализ с использованием статической и динамической характеристики приводного механизма. В результате проведенного анализа, построены графические зависимости изменения угловой скорости подвижных элементов элеватора, углового отклонения ковшей, усилия в тяговом органе при набегании на приводной барабан и движущего момента при статической и динамической характеристиках двигателя. На основе полученных графиков установлено, что при пуске ковшового элеватора имеют место значительные колеблющиеся процессы, причем они более интенсивные при использовании динамической характеристики двигателя. Обнаружены значительные крутильные колебания ковшей, которые являются одной из причин высыпания и повреждения зерна. Поэтому в дальнейшем для исследования переходных процессов ковшового элеватора рекомендуется использовать динамическую характеристику двигателя. Для уменьшения динамических нагрузок, а также для минимизации крутильных колебаний ковшей при пуске, целесообразно осуществить процесс оптимизации режима движения элеватора.

Ключевые слова: ковшовой элеватор, динамическая модель, математическая модель, динамическая характеристика двигателя, режим пуска, динамическая нагрузка

ANALYSIS OF MOVEMENT OF BUCKET ELEVATOR WITH DYNAMIC MECHANICAL CHARACTERISTIC OF ENGINE

V. S. Loveykin, L. B. Tkachuk

Abstract. *Built bucket elevator dynamic model with the dynamic mechanical properties of the drive motor. Constructed the mathematical model which based on the dynamic model with the d'Alamber's principle. For specific bucket elevator with a capacity of 60t/h has been performed dynamic analysis with static and dynamic characteristics of the drive mechanism. Constructed graphic changes depending on the angular velocity of moving parts elevator buckets, angular deviation of buckets, efforts in the traction body on the drive drum and driving torque of static and dynamic characteristics of the engine. Based on the schedules during the start-up bucket elevators the significant oscillating processes has been established, and they are more intensive in the use of dynamic characteristics of the engine. Discovered significant torsional vibrations of the buckets which are cause rashes and damage the grain. Therefore, recommended the dynamic characteristics of the engine for study transients of the bucket elevator in the future. To reduce dynamic loads and minimize torque of the buckets during start-up, it is advisable to implement process optimization mode of movement of the elevator.*

Keywords: *bucket elevator, dynamic model, mathematical model, dynamic characteristics of engine, start-up mode, dynamic load*

УДК 631.2

CHANGES OF BLADE SHAPE OF AGRICULTURAL TOOLS DURING DETERIORATION

**Oleksii Kozachenko, Oleksandr Shkregal, Volodymyr Kadenko,
Oleh Bleznyuk**

**Kharkiv National Technical University of Agriculture
named after Petro Vasylenko
e-mail: kozachenko1@rambler.ru**

Abstract. *The paper analyses the ways technical condition of working parts of agricultural tools can be improved. It focuses more*

© Oleksii Kozachenko, Oleksandr Shkregal, Volodymyr Kadenko, Oleh Bleznyuk, 2016

Ключевые слова: ковшовой элеватор, динамическая модель, математическая модель, динамическая характеристика двигателя, режим пуска, динамическая нагрузка

ANALYSIS OF MOVEMENT OF BUCKET ELEVATOR WITH DYNAMIC MECHANICAL CHARACTERISTIC OF ENGINE

V. S. Loveykin, L. B. Tkachuk

Abstract. *Built bucket elevator dynamic model with the dynamic mechanical properties of the drive motor. Constructed the mathematical model which based on the dynamic model with the d'Alamber's principle. For specific bucket elevator with a capacity of 60t/h has been performed dynamic analysis with static and dynamic characteristics of the drive mechanism. Constructed graphic changes depending on the angular velocity of moving parts elevator buckets, angular deviation of buckets, efforts in the traction body on the drive drum and driving torque of static and dynamic characteristics of the engine. Based on the schedules during the start-up bucket elevators the significant oscillating processes has been established, and they are more intensive in the use of dynamic characteristics of the engine. Discovered significant torsional vibrations of the buckets which are cause rashes and damage the grain. Therefore, recommended the dynamic characteristics of the engine for study transients of the bucket elevator in the future. To reduce dynamic loads and minimize torque of the buckets during start-up, it is advisable to implement process optimization mode of movement of the elevator.*

Keywords: *bucket elevator, dynamic model, mathematical model, dynamic characteristics of engine, start-up mode, dynamic load*

УДК 631.2

CHANGES OF BLADE SHAPE OF AGRICULTURAL TOOLS DURING DETERIORATION

**Oleksii Kozachenko, Oleksandr Shkregal, Volodymyr Kadenko,
Oleh Bleznyuk**

**Kharkiv National Technical University of Agriculture
named after Petro Vasylenko
e-mail: kozachenko1@rambler.ru**

Abstract. *The paper analyses the ways technical condition of working parts of agricultural tools can be improved. It focuses more*

© Oleksii Kozachenko, Oleksandr Shkregal, Volodymyr Kadenko, Oleh Bleznyuk, 2016

precisely on cultivators for in-between row and all-over cultivation. The authors define several ways for the improvement of durability of cultivator foots by local reinforcement with rigid materials and also calculate possibilities of the formation of serrated shape of a razor over the course of usage. The paper presents results of testing proving that the usage of reinforcing material on surfaces of cultivator foots with a cord T598 is leading to the effect of a working parts' blade self-sharpening. Furthermore, it is demonstrated that the most intensive deterioration of a reinforced blade takes place at the beginning of usage with the subsequent slowing down of deterioration while on the cutting edge emerges a serrated profile with redistributed soil pressure on serrations and cavities. With a comparative testing of serial and experimental cultivator working parts good prospects of usage of the foots with curvilinear reinforced blade are proven.

Keywords: *agricultural tools, cultivator foot, soil, deterioration*

Introduction. The technical condition of agricultural machinery and tools considerably depends from reliability and durability of working parts. This is especially the case for cultivation parts of agricultural machinery that deteriorate over a short of time. That is why nowadays the technical condition of agricultural machines is defined by the overall condition of their working parts.

Formulation of problem. The most numerous group of agricultural machinery, in terms of variability in construction and design of working parts, is constituted by cultivators for in-between row and all-over cultivation. Considering differences in the conditions of use in abrasive environment the majority of working parts lose their initial shape as the result of deterioration. As such, these working parts are used for a considerable period of time with their initial characteristics worsened and more energy spent on the completion of technological process (bad soil penetration, unevenness of cultivation depth, increase of traction resistance). A high number of technological processes for the improvement of durability and reliability of working parts have been introduced in recent years. These new technological processes are based on different physical principles such as thermodynamic processing, plasma welding, thermal and alloy processing, etc.

Analysis of recent research results. The most common way to increase durability of agricultural working parts is the usage of fusing of rigid alloys on the working [1, 2, 3]. Considering that the majority of cutting surfaces of working parts are made rectilinear (ploughs, cultivator foots, etc.) this way of improvement of durability is effective and cheap as it does not require substantial changes of a working part. One of the most perspective directions for the research of the processes of deterioration of agricultural machinery is a possibility of control over

characteristics of deterioration to make changed geometry of working parts to meet quality requirements over a given period of time. It is important to point out that deterioration of working parts for a large extend depends such factors as friction between soil and working surface. Therefore, changes of such friction are affecting the effectiveness of processing operation. One of such changes can be utilization of none-rectilinear surface. Such approach allows changing of a power interaction between a working tool and the soil environment during operation and to define required parameters of working parts of agricultural machines.

Previous scientific researches on the improvement of effectiveness of agricultural tools do point out good perspectives of managing the quality of processes and operations by changes in geometrical parameters. The finish of a working surface of cultivator foot that consist of two flat elements is proposed by [4, 5]. The changing geometry of the forefront of a working part is realized in the first case. Here the angle of the forefront is more important in comparison with the angle of wings' positioning. By several studies [4] it is proven that such constructive decision serves the purpose of slowing down deterioration of a cultivator foot. At the same time the increase of the forefront's angle of positioning also increases chances of blockage and overall traction resistance. Such problems are solved by [5] making a cutting edge with a changing angle of positioning that increases over the length of the blade. Such approach allows increasing of a tangential inflow of soil over the working surface and to prevent a blockage by weeds. The aforementioned researches do not contain a comparative analysis with serial working parts of cultivators. This fact does not allow us to make conclusions about durability of these working parts.

The decrease in the pace of deterioration is secured by the curvilinear finish with increased streamlining [6] that has a conic surface the directive of which is a logarithmic spiral. By [7, 8] it is proposed the improvement of the profile of the working part cultivator blade that has a minimal power consumption. This provides a decrease by 1,25... 1,32 times in the traction resistance by the change of power interaction with soil environment. These studies do not provide results on the measurement of durability of working parts during their interaction with the soil environment.

A substantial increase of effectiveness of the working part of agricultural tools can be achieved by a serrated shape of a working surface. The proposed [9] serrated working parts due to the change of a power burden have a lesser traction resistance when moved in an abrasive environment and do increase qualitative indicators of the process. Serrated blade surface can also be created over the course of a tool deterioration [10, 11, 12, 13]. It is proved by research outcomes that

a serrated surface is created by the difference in deterioration of the main and fused over materials. Such specification of deterioration of a blade is explained by the theory of cutting anisotropic materials that are being ruined not exactly in the dimension of the blade movement and due to not colliding but streamlining by a soil environment of a cutting edge of the working part. At the same time localized amount of soil is moved to the zones of comparatively low pressure that is caused by the reinforcement of some and increased deterioration of other parts of carrier metal [10]. Moreover, serrated blade decreases specific pressure on parts of a blade and decreases linear deterioration that facilitates an overall increase of durability of working parts.

The contemporary literature on the issue points out that there are advantages of the making of working parts of agricultural tools that acquire a serrated shape over the course of deterioration.

Purpose of research. The research objective of the proposed paper is the investigation of deterioration dynamics of working parts of agricultural tools using the case of cultivator foots with a curvilinear shape and evaluation of the impact of geometric parameters of blade's local reinforcement during interaction with abrasive environment.

Results of research. Diameter and positioning of elements within all length of a blade are very important characteristics of local reinforcement of cultivation tool's blade and cultivator's foots [14]. Over the course of abrasive deterioration the blade acquires plain serrated shape without sharp ledges that increases overall effectiveness of the working parts.

The working parts of the cultivator are accepted as the main object of this research. This is made in accordance [15] with characteristics of the local reinforcement which is $l=d=10\text{mm}$ or, in other words, the step between reinforcing elements is equals to their diameter over the lengths of the blade. The experimental working parts are made from ST 65G and these are reinforced locally according to the following variants: 1 – electroerosive alloying (EEA); 2 – fusing with a wire T 598. A local reinforcement with the EEA method was made at the Sumy National Agrarian University using portable installation “Elitron 22A” that allows reinforcing of details' up to 0.12mm. Spreading of material was made on the places that were marked in advance with precise (picture 1a) and in accordance with the existing methodology [16]. Rigid alloys BK8 and T16K6 were used as reinforcing materials. According to the first variant, a plain surface with the noticeable circles of reinforcement was achieved (Fig. 1,a). In the second variant a working surface was made with ledges above it that vary from 1.5 to 2.5 mm. The fusing over the blade with a wire T598 provided a coefficient between material rigidity of 1.5:1 that makes rational durability and self-sharpening of the working parts possible. The experimental working parts were installed on a cultivator

for all-over soil cultivation KPS-4 paired with MTZ-82 tractor. Tests were made under the following conditions: soil – common black soil; humidity – 22–24%; depth of cultivation 0.12m; working speed – 2–2.2 m/s.

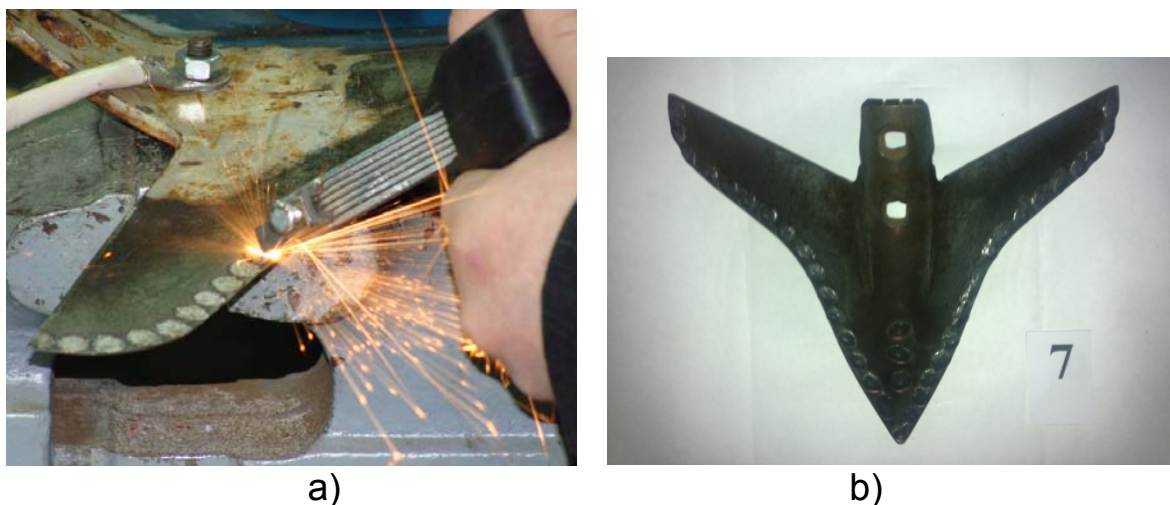


Fig. 1. The general view of locally-reinforced cultivator working parts: a) electroerosive alloying; б) cultivator foot reinforced with T598 wire.

The outcomes of testing proved the usage EEA for the purposes of reinforcement as not justified and effective due to small thickness of the rigid material cover. The deterioration of this cover was noticeable up to first five hectares cultivated with the working part.

The analysis of the working parts of cultivator according to the second variant has demonstrated difference in a deterioration speed and fast creation of serrated profile over the length of the blade (pic. 2). Picture 2 illustrates that upper positioning of reinforcing elements with a bottom cutting of the cultivation foot provides the emergence of serrated surface with smooth transitions between serrations and also the effect of self-sharpening of a working surface is noticeable.

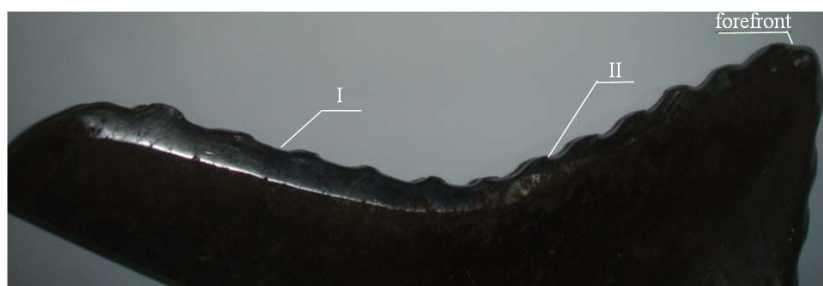


Fig. 2. General view of deterioration of the experimental cultivator foot (a view from below).

The result of comparative tests of a serial arrow-shaped cultivator foots with the ploughing width of 0.33 m and experimental foots with

curvilinear shape and locally reinforced blade points out a significant difference in their dynamics of deterioration (Fig. 3).

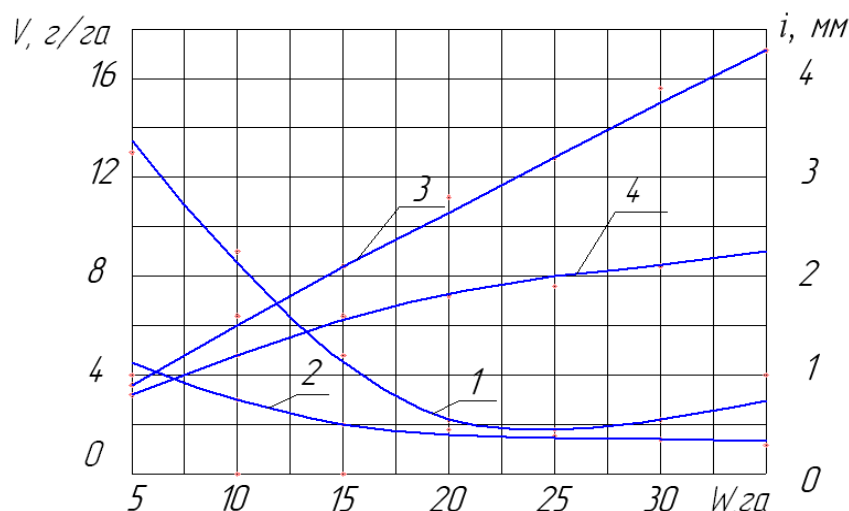


Fig. 3. Dependence of deterioration of cultivator foots according to the usage: 1, 2 – weight deterioration to the serial arrow-shaped and experimental foots, respectively; 3, 4 – median linear deterioration over the length of blade of serial and experimental foots, respectively.

In both cases the most intensive period of deterioration was observed at the beginning of usage within the interval from 0 to 15 hectares (dependent variables 1 and 2). After 20 hectares this indicator stabilized at the level of 3.0 grams per hectare. Such dynamics of the weight change of the working parts that were tested can be explained first of all by a higher streamlining of the experimental cultivation foot. Another substantial difference that was observed has taken place during the moderate linear deterioration of the length of the blade (dependent variables 3 and 4). A slowing down of deterioration speed of the experimental working part (dependent variable 4) after some usage is distinctive and can be explained by the formation of a serrated profile of the blade and by the redistribution of pressure on serrations and cavities.

A distinctive particularity of the experimental foot [18, 19] is that every of its wings is made from two related parts with different angles within all length. This suggests seeing particularities in dynamics of which of them separately to further explanatory parameters of working parts. On picture 4 are presented the depending variables of deterioration of elements (forefront, first and second parts of the blade) of the experimental foot. The analysis of the experimental data suggests specific intensive deterioration of the forefront of the cultivation foot and the fastest phase of deterioration at the beginning of usage and up to 10ha (dependent variable 1).

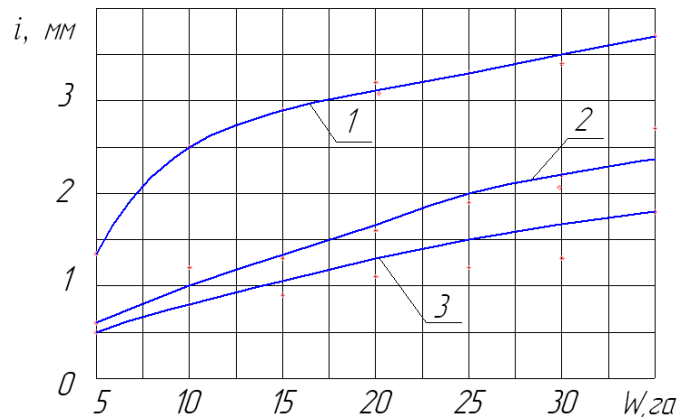


Fig. 4. Dependence between deterioration of the elements of experimental cultivation foot according to usage: 1 – forefront; 2 – first part; 3 – second part.

This can be explained by the maximal pressure of soil on the forefront of the working part. Also there is a noticeable difference between the first and second parts deterioration speed that can be explained by the change of dynamics of soil flow at the cutting edge with different angle [17].

The obtained results of our research point out the effectiveness of the experimental cultivator foot and expediency of the further search ways and methods to increase sustainability and predictability of deterioration of the cultivator working parts. One of the option to achieve this is by optimizing of the parameters of local reinforcement and geometric parameters that was previously realized in [18]. Furthermore, it is necessary to underline that the maintenance of a particular geometry of created serrated blade is possible when the shape of a serration secures equal pressure distribution at the contact zone and causes not only good disruption of cultivated soil, but also the decrease of the traction resistance.

Conclusions

1. Our research of the working parts of cultivators with different ways of reinforcement points out the expediency of usage of serrated cutting surfaces that can be created over the course exploitation.

2. For the purposes of increase in sustainable durability of cultivator feet with a curvilinear shape of the blade further experiments with the geometric parameters of blades and elements of the local reinforcement that secure equal distribution of pressure within the zone of contact with soil are justified and needed.

References

1. Aulin, V. V., Bobritsky, V. M., July, O. Yu. (2006). Yzmenenye formi rezhushhyx elementov rabochyx organov pochvoobrabatывayushhyx mashyn v processe yznashyvaniya. [Changing the shape of the cutting elements of the working bodies of

- tillage machines due to wear]. Proceedings of Tavria state agrarian. Academy. Melitopol: THAT, Vol. 40, 5–11.
2. *Demidko, O. M., Bondarev, S. I., Vlasenko, V. I.* (2005). Opreddenye optymalnoj narabotky do vosstanovlenyya kultyvatornix. [Determination of the optimal time to recovery of hoes]: ZB. scientific. works Ukr. Nceput them. L. Pogorely. Doslidnyts'ke, Vol. 8(22), vol. 2, 281–287.
 3. *Sidorov, S. A., Sidorov, A. I.* (2003). Povishenye resursa pochvoobrabativayushhyx organov naplavochnimy splavamy. [Improving resource tillage bodies hardfacing alloys]. Mechanization and electrification of agriculture, 9, 20–22.
 4. *Pokatilov, K. E.* (1966). Yspitanyya samozatachyvayushhyx lapi kultyvatorov. [Test self-sharpening paws cultivators]. Tractors and agricultural cars. 8, 28–29.
 5. *Kozachenko, A. V., Volchenko, A. S.* (2005). Yssledovanye strelchatix lap kultyvatora usovershenstvovannoj formi. [The study of the Lancet paws cultivator of an improved form]. Improvement of technologies and equipment for livestock production: journal of HANTUSH them. P. Vasilenko. Kharkiv: ANTUSH, Vol. 42, 205–210.
 6. *Gavrilchenko, A. S.* (2006). Osobennosti yznosa kultyvatornix lap s kryvolynejnim lezvyem. [Features wear hoes with a curved blade]. Vestnik HNTUSH them. P. Vasilenko. Kharkiv: ANTUSH, V. 44, Vol. 2, 34–38.
 7. *Kozachenko, A. V., Schregel, A. N., Bliznyuk, O. V.* (2008). Obosnovanye profilya lezvyia lapi kultyvatora mynimalnoj energoemkosti. [The study of the profile of the blade arms of the cultivator minimum intensity]. Agroinzhenernyj studies: Bulletin of Lviv national agrarian University. Lviv: LNU. VIP. 12, vol. 2, 347–353.
 8. *Kozachenko, A. V., Schregel, A. N.* (2009). Teoretycheskye yssledovanyia energoemkosti kultyvatornix lap. [Theoretical studies the energy intensity of hoes]. Ecology and agricultural machinery: journal of the GNU. Saint Petersburg: GNU, 211–217.
 9. *Kushnarev, A. S., Khokhotva, A. S., Dyachenko M. N.* (1984). Ploskorez s zubchatimy rabochymy organamy. [The cultivator with toothed working elements]. Agriculture, 3, 62.
 10. *Klenko, V. N.* (1989). Unyversalnie samozatachyvayushhyesya pluzhne lepexy povishennoj yznosostojkosti. [Universal self-sharpening Plaine dollop of high wear-resistance]. Tractors and agricultural mashinery, 9, 38–41.
 11. *Kobets, A. S., Volik, B. A., Pugach, A. N.* (2007). [Study of the wear of hoes equipped with elements of local hardening of the working surface]. Vestnik HANTUSH them. P. Vasilenko. Kharkov: ANTUSH, Vol. 59. Vol. 1, 76–80.
 12. *Kozachenko, A. V., Schregel, A. N., Bliznyuk, O. V., Volchenko, A. S., Drobotenko, A. V.* (2013). Yssledovanye yznosa kultyvatornix lap, osnashhennix elementamy lokalnogo uprochnenyya rabochej poverxnosti. [The effect of blade parameters on durability of clutches of cultivators]. Commission of motorization and energetics in agriculture. An international journal on operation of farm and agri-food industri mashinery. Lublin-Rzeszow, Poland, Motrol, Vol. 15, 7, 63–67.
 13. *Denisenko, M., Opalchuk, A.* (2011). Yznashyvanye y povishenye dolgovechnosti robochyx organov selskoxozyajstvennix mashyn. [Wear and increase durability rabochih bodies of agricultural machines]. Vestnik TNTU. Special issue. 4.2, 201–210.
 14. *Kozachenko, A. V., Kregel, A. N., Volchenko, A. S.* (2013). Teoretycheskye predposilky formyrovanyia zubchatogo lezvyia pry yznashyvannyi lapi kultyvatora. [Theoretical prerequisites for the formation of a serrated blade when it wears out the clutches of the cultivator]. Scientific Herald of LNU: Technical Sciences. Lugansk, LNU, 47, 153–160.

15. Kozachenko, A. V., Kregel, A. N., Bliznyuk, O. V. (2009). Pat. 39713 Ukraine, MPK A01V 35/00. Rabochyj organ kultyvatora. [The working body of the cultivator]. Applicant and owner HANTUSH them. P. Vasilenka. no u200811612. 29.09.08], publ.10.03.09, bull. 5, 3.
16. Carelink, V. B., Konopelchenko, Ye. I., Martsinkovsky, V. S. (2011). Povishenye stojkosty rezhushhego ynstumenta texnologicheskymy metodamy: uchebnoe posobyе. [Increased resistance of cutting tool technological methods: tutorial]. Sumy: University book, 189.
17. Kozachenko, A. V., Schregel, A. N., Kadenko, S. V. (2014). Matematycheskoe modelyrovanye vzaymodejstvyya lezvyya s pochvennoj sredoj. [Mathematical modeling of blades interaction with soil environment]. Technical services agriculture, forestry and transport. Scientific journal. Kharkov, HANTUSH, 2 (1), 86–91.
18. Kozachenko, A. V., Schregel, A. N., Bliznjuk, O. V., Kadenko, S. V., Manko, V. V. (2014). Pat. 94680 Ukraine, IPC A01B 35/20. Robochyj organ kultyvatora. [Working body of the cultivator]. Applicant and the owner Kozachenko A. V. 201406241, Appl. 05.06.2014, publ. 25.11.14, bul. 22. (Ukraine).
19. Kozachenko, A. V., Schregel, A. N., Bliznjuk, O. V. (2010). Teoretycheskoe obosnovanye parametrov kultyvatornoj lapi. [The theoretical justification of parameters of cultivator legs]. Motorization and power industry in agriculture. Lublin, Poland, Motrol. Tom 12B, 130–134.

ЗМІНА ФОРМИ ЛЕЗА ГРУНТООБРОБНИХ ЗНАРЯДЬ при зносі
Олексій Козаченко, Олександр Шкрегаль, Володимир Каденко,
Олег Блезнюк

Анотація. У статті розглянуто напрямки підвищення технічного рівня робочих органів ґрунтообробних знарядь, зокрема культиваторів для міжрядної і суцільного обробітку. Визначено напрямки вдосконалення і підвищення довговічності культиваторних лап при застосуванні локального зміцнення твердосплавними матеріалами, встановлена можливість формоутворення зубчастого леза при експлуатації. За результатами експлуатаційних випробувань доведено доцільність використання в якості зміцнюючого матеріалу робочої поверхні культиваторних лап дроту Т598, що забезпечує отримання ефекту самозаточивання леза робочих органів культиваторів. Визначено, що найбільш інтенсивний знос зміцненого леза відбувається в початковий період експлуатації з подальшим уповільненням процесу зношування робочих органів при утворенні на поверхні леза зубчастого профілю і перерозподілом тиску ґрунту в зонах освічених зубами і западинами. Порівняльними випробуваннями серійних і експериментальних робочих органів культиваторів визначена перспективність застосування лап з криволінійним локально зміцненим лезом.

Ключові слова: *ґрунтообробні знаряддя, лапа культиватора, ґрунт, знос*

ИЗМЕНЕНИЕ ФОРМЫ ЛЕЗВИЯ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ ОРУДИЙ ПРИ ИЗНОСЕ

**Алексей Козаченко, Александр Шкрегаль, Владимир Каденко,
Олег Блезнюк**

Аннотация. В статье рассмотрены направления повышения технического уровня рабочих органов почвообрабатывающих орудий, в частности культиваторов для междурядной и сплошной обработки. Определены направления совершенствования и повышения долговечности культиваторных лап при применении локального упрочнения твердосплавными материалами, установлена возможность формообразования зубчатого лезвия при эксплуатации. По результатам эксплуатационных испытаний доказана целесообразность использования в качестве упрочняющего материала рабочей поверхности культиваторных лап проволоки Т598, что обеспечивает получение эффекта самозатачивания лезвия рабочих органов культиваторов. Определено, что наиболее интенсивный износ упрочненного лезвия происходит в начальный период эксплуатации с последующим замедлением процесса изнашивания рабочих органов при образовании на поверхности лезвия зубчатого профиля и перераспределением давления почвы в зонах образованных зубьями и впадинами. Сравнительными испытаниями серийных и экспериментальных рабочих органов культиваторов определена перспективность применения лап с криволинейным локально упрочненным лезвием.

Ключевые слова: почвообрабатывающие орудия, лапа культиватора, почва, износ

УДК 631.2.001

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ПОКАЗНИКИ ВІДНОВЛЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ

О. М. Бистрий, здобувач*

**І. Л. Роговський, кандидат технічних наук
e-mail: rogovskii@yandex.ua**

Анотація. Однією із актуальних задач сучасного сільськогосподарського машинобудування поряд із підвищенням

***Науковий керівник – кандидат технічних наук І. Л. Роговський**

© О. М. Бистрий, І. Л. Роговський, 2016

ИЗМЕНЕНИЕ ФОРМЫ ЛЕЗВИЯ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ ОРУДИЙ ПРИ ИЗНОСЕ

**Алексей Козаченко, Александр Шкрегаль, Владимир Каденко,
Олег Блезнюк**

Аннотация. В статье рассмотрены направления повышения технического уровня рабочих органов почвообрабатывающих орудий, в частности культиваторов для междурядной и сплошной обработки. Определены направления совершенствования и повышения долговечности культиваторных лап при применении локального упрочнения твердосплавными материалами, установлена возможность формообразования зубчатого лезвия при эксплуатации. По результатам эксплуатационных испытаний доказана целесообразность использования в качестве упрочняющего материала рабочей поверхности культиваторных лап проволоки Т598, что обеспечивает получение эффекта самозатачивания лезвия рабочих органов культиваторов. Определено, что наиболее интенсивный износ упрочненного лезвия происходит в начальный период эксплуатации с последующим замедлением процесса изнашивания рабочих органов при образовании на поверхности лезвия зубчатого профиля и перераспределением давления почвы в зонах образованных зубьями и впадинами. Сравнительными испытаниями серийных и экспериментальных рабочих органов культиваторов определена перспективность применения лап с криволинейным локально упрочненным лезвием.

Ключевые слова: почвообрабатывающие орудия, лапа культиватора, почва, износ

УДК 631.2.001

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ПОКАЗНИКИ ВІДНОВЛЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ

О. М. Бистрий, здобувач*

**І. Л. Роговський, кандидат технічних наук
e-mail: rogovskii@yandex.ua**

Анотація. Однією із актуальних задач сучасного сільськогосподарського машинобудування поряд із підвищенням

***Науковий керівник – кандидат технічних наук І. Л. Роговський**

© О. М. Бистрий, І. Л. Роговський, 2016

безвідмовності та довговічності зернозбиральних комбайнів машин є забезпечення їх відновлення працездатності. Відомо, що ремонтпридатність сільськогосподарських машин, як і інші властивості надійності, закладаються при проектуванні, тому ще в технічному завданні на виріб встановлюються об'єктивні критерії та методи, які дозволяють кількісно та якісно оцінити машини, які проектуються. Аналіз літературних джерел з даної проблеми показав, що за останнє десятиріччя в галузі сільськогосподарського машинобудування ще не достатньо уваги приділяється питанням ремонтної технологічності конструкцій зернозбиральних комбайнів та їх ремонтпридатності. Питання ремонтпридатності особливо гостро стоїть для зернозбиральних комбайнів, оскільки в період збирання врожаю важливим є зменшення тривалості простоїв на технічному обслуговуванні і при усуненні несправностей.

Ключові слова: закон розподілу, трудомісткість, безвідмовність, експлуатація, зернозбиральний комбайн

Постановка проблеми. Теорія надійності, що базує на працях А. І. Берга, Н. Г. Бруєвіча, Б. В. Гнеденко, Х. Б. Кордонського, Р. В. Кугеля, А. І. Селіванова, Я. В. Шора, А. С. Пронікова – ґрунтується на фізичній природі явищ відмов [1, 2]. Методи розрахунку показників і шляхи підвищення безвідмовності освітлені в роботах Р. В. Кугеля, С. С. Дмитриченка, І. Н. Велічкіна, В. Я. Аніловича, А. І. Бойка та інших.

З огляду на те, що відмови носять випадковий характер, основна задача при їх дослідженні – виявити статистичні закономірності їх появи [3]. Уведення різних математичних моделей для кількісного опису безвідмовності і довговічності, що відбивають функціонування машини і їх елементів, не дасть бажаних результатів, якщо не буде розкрита фізична сутність відмов, їх вплив на роботоздатність машини в цілому або окремих агрегатах і можливість їх усунення [4]. Тому для опису безвідмовності і довговічності повинні вибиратися різні математичні моделі в залежності від фізичної природи відмов.

Аналіз останніх досліджень. В даній роботі необхідно врахувати результати досліджень вчених з розробки основ технічного обслуговування сільськогосподарської техніки (Селіванов А. В., Веденяпін Г. В., Ждановський Н. С., Левитський І. С., Конкін Ю. А., Іофінов С. А., Кіртбая Ю. К., Міхлін В. М., Рагімов А. Г., Ленський А. В., Молдовський В. І., Стокальов С. Г., Пасечніков Н. С., Путінцева М. А.), автомобілів, літаків, радіоелектронних і автоматизованих систем (Бєляєв Ю. К.,

Бруле Д. Д., Джонсон Р. А., Верзаков Г. Ф., Дружинін Г. В., Кузнєцов П. І., Кузнєцов Є. С., Смірнов Н. Н., Ушаков А. І.), з розробки теорії розкладу, мережевих методів планування і керування (Бороздін І. Г., Бігель Д. І., Голенко Д. І., Конвей Р. В., Танєєв В. С.), з розробки теорії масового обслуговування (Гнеденко Б. М., Вентцель Є. С.) тощо.

Мета досліджень. Сформувані обґрунтованість встановлення теоретичного закону розподілу відновлення працездатності зернозбиральних комбайнів.

Результати досліджень. Статистичні дані про час на відновлення працездатності зернозбиральних комбайнів класу 9 кг/с отримано із хронометражних спостережень в реальних умовах експлуатації та аналізу опитувальних листів спеціалістів. Використовуючи методику обробки статистичних даних, визначено середнє значення часу відновлення працездатності 1,5 годин (при участі двох осіб), середнє квадратичне відхилення 1,6 годин, коефіцієнт варіації 1,07 та встановлено, що розподіл часу на відновлення працездатності можна описати експоненціальним законом. Гістограму, полігон і функції теоретичного закону розподілу часу відновлення працездатності зернозбиральних комбайнів побудовано на рис. 1.

При цьому функція щільності розподілу ймовірності (диференціальна функція) $f(t_e)$ і функція розподілу ймовірності (інтегральна функція) $F(t_e)$ теоретичного закону розподілу часу відновлення працездатності зернозбиральних комбайнів „Дон-1500” мають наступний вигляд:

$$f(t_e) = \frac{1}{1,5} \exp\left(-\frac{t_e}{1,5}\right), \quad (1)$$

$$F(t_e) = 1 - \exp\left(-\frac{t_e}{1,5}\right). \quad (2)$$

Виконана оцінка відповідності між вибраним теоретичним законом розподілу та емпіричною залежністю показала, що прийнятий експоненціальний закон розподілу не перечить отриманим експериментальним даним.

Так ймовірність узгодження за критерієм згоди Пірсона становить $P(\chi^2)=0,32$, а за критерієм згоди Колмогорова $P(\lambda_k)=0,90$.

При цьому потік відновлень працездатності можна розглядати як найпростіший пуассонів, що має властивості стаціонарності, ординарності і відсутності післядії.

В таких умовах інтенсивність відновлення працездатності співпадає із значенням параметра закону і складає величину $\mu = 0,667$ 1/год.

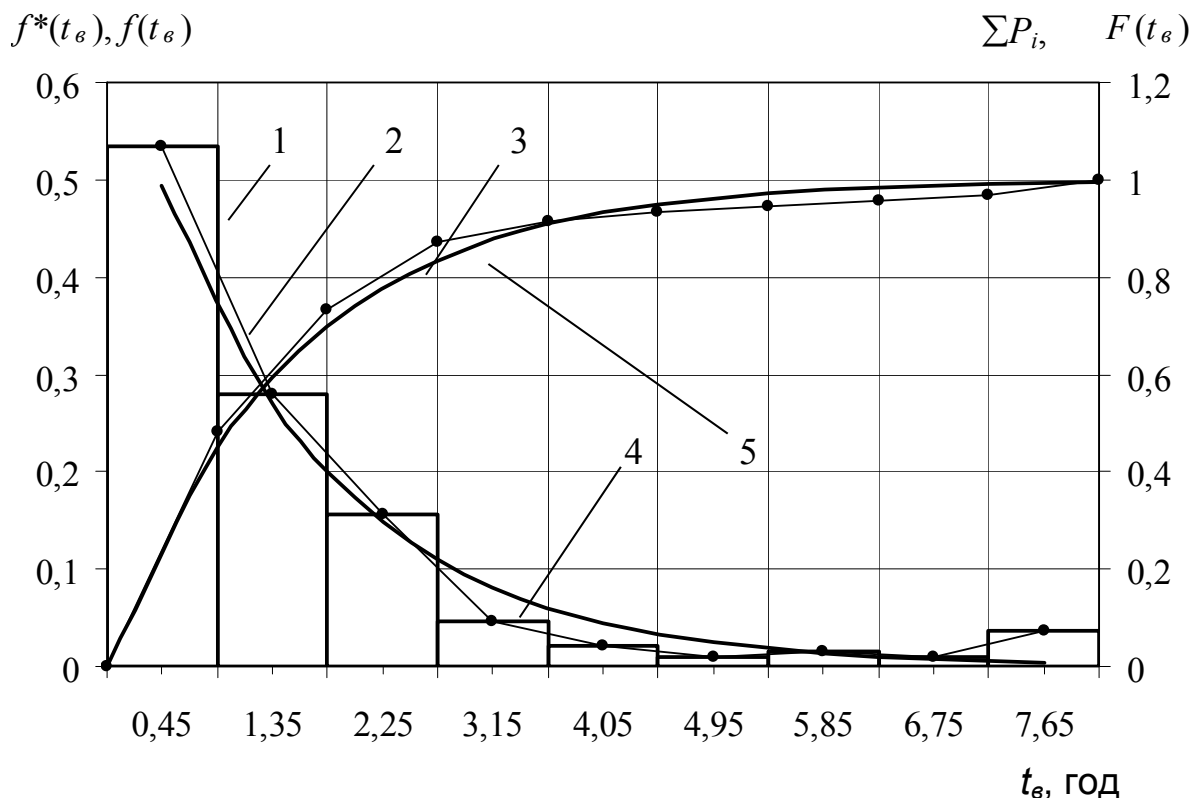


Рис. 1. Графік розподілу часу відновлення працездатного стану t_c зернозбиральних комбайнів: 1 – гістограма розподілу; 2 – полігон розподілу; 3 – крива накопичених ймовірностей; 4 – функція щільності $f(t_c)$ теоретичного закону розподілу; 5 – інтегральна функція $F(t_c)$ теоретичного закону розподілу.

Інтегральна функція розподілу характеризує ймовірність відновлення працездатного стану за певний проміжок часу. Межі розсіювання показника середнього часу відновлення працездатності становлять 1,3...1,7 год.

Оскільки при експлуатації зернозбиральних комбайнів виникають відмови різної групи складності, які можуть бути усунені різними каналами обслуговування (механізатор, пересувна майстерня, центральна ремонтна майстерня), тому для практичних потреб важливим є визначення показників ремонтпридатності для відмов різної групи складності.

Проведений розподіл відмов зернозбиральних комбайнів „Дон-1500” за групами складності [9] показує, що переважаюча кількість відмов (59 %) припадає на другу групу. На першу і третю групи складності припадає відповідно 32 % і 9 % від сумарної їх кількості. Але, слід зауважити, що на усунення відмов першої групи складності витрачається найменше часу (6 % сумарного часу), а на усунення відмов третьої групи складності – найбільше (53 %), оскільки при цьому виконується розбирання основних агрегатів і систем. Час

усунення відмов другої групи складності становить 41 % від сумарного часу усунення відмов зернозбиральних комбайнів.

Виходячи з отриманих експериментальних даних виконано розподіл часу усунення відмов різних груп складності зернозбиральних комбайнів. В результаті проведених розрахунків встановлено, що розподіл часу усунення відмов першої групи складності при середньому значенні 0,37 год, середньому квадратичному відхиленні 0,15 год і коефіцієнті варіації 0,405 підлягає закону розподілу Вейбула-Гнеденко. При цьому теоретичні значення функції щільності розподілу $f(t)$ і функції розподілу ймовірності $F(t)$ для вибраного закону визначаються згідно залежностей:

$$f(t_{\epsilon}^I) = 27,94 \cdot t_{\epsilon}^{I\ 1,68} \cdot \exp\left(-10,42 \cdot t_{\epsilon}^{I\ 2,68}\right) \quad (3)$$

$$F(t_{\epsilon}^I) = 1 - \exp\left(-10,42 \cdot t_{\epsilon}^{I\ 2,68}\right) \quad (4)$$

Встановлено також, що розподіл часу усунення відмов другої групи складності при середньому значенні 1,53 год (за участі двох осіб) і середньому квадратичному відхиленні 1,02 год та розподіл часу усунення відмов третьої групи складності при середньому значенні 12,41 год (за участі двох осіб) і середньому квадратичному відхиленні 8,35 год теж можуть бути описані законом розподілу Вейбула-Гнеденко. Функції законів розподілу для часу усунення відмов другої t_{ϵ}^{II} та третьої t_{ϵ}^{III} груп складності відповідно матимуть наступний вигляд:

$$f(t_{\epsilon}^{II}) = 0,682 \cdot t_{\epsilon}^{II\ 0,535} \cdot \exp\left(-0,444 \cdot t_{\epsilon}^{II\ 1,535}\right) \quad (5)$$

$$F(t_{\epsilon}^{II}) = 1 - \exp\left(-0,444 \cdot t_{\epsilon}^{II\ 1,535}\right) \quad (6)$$

$$f(t_{\epsilon}^{III}) = 0,0283 \cdot t_{\epsilon}^{III\ 0,518} \cdot \exp\left(-0,0187 \cdot t_{\epsilon}^{III\ 1,518}\right) \quad (7)$$

$$F(t_{\epsilon}^{III}) = 1 - \exp\left(-0,0187 \cdot t_{\epsilon}^{III\ 1,518}\right) \quad (8)$$

Перевірка отриманих закономірностей розподілу часу відновлення працездатності зернозбиральних комбайнів „Дон-1500” на адекватність за критеріями Пірсона та Колмогорова показала добру узгодженість із законом розподілу Вейбула-Гнеденко. Визначені параметри прийнятих теоретичних законів розподілу часу усунення відмов різних груп складності зведені в табл. 1.

Аналіз функцій щільності теоретичних законів розподілу, для яких характерна правостороння асиметрія, дозволив встановити відсоток відмов, фактичний час усунення яких буде меншим чи більшим

встановленого середнього значення. Так 51,6 % відмов першої групи складності будуть усунуті за час менший ніж середнє значення 0,37 год, 57,4 % відмов другої групи складності – за час менший ніж 1,53 год і 57,4 % відмов третьої групи складності – за час менший ніж 12,41 год. Решта 48,4 % відмов першої, 42,6 % відмов другої та 42,6 % відмов третьої груп складності будуть усунуті за час більший ніж відповідні середні значення.

Для практичних потреб експлуатації та технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів визначено довірчі межі розсіювання середнього значення часу усунення відмов. Так, час усунення відмов першої групи складності коливається в межах 0,34...0,40 годин, другої групи складності – в межах 1,39...1,70 годин, третьої групи складності – в межах 10,03...16,18 годин.

Дослідженнями встановлено, що статистичні характеристики розподілу часу на відновлення працездатності підсистем зернозбиральних комбайнів змінюються в широких межах, зокрема середнє значення від 0,7 до 5,4 годин.

Оскільки найбільше значення витрат часу на відновлення працездатності припадає на двигун (5,4 годин), а це 37,5% від сумарного часу, стає актуальним більш детальне дослідження ремонтпридатності саме цієї підсистеми зернозбиральних комбайнів.

Провівши структурний аналіз двигуна зернозбирального комбайна та розглянувши технологічну схему його розбирання, в якій фіксуються операції та послідовність розбирання на складальні одиниці та деталі, виконано оцінку підсистеми з позицій ремонтпридатності. При цьому були встановлені час ремонтних операцій і затрати праці по забезпеченню доступу до складальних одиниць та деталей, надлишковість операцій. Коефіцієнт доступності можна встановити використовуючи наступну залежність [3]:

$$K_{\partial} = \frac{T_{\partial}}{T_{\partial} + T_{\partial}}, \quad (9)$$

де T_{∂} – трудомісткість виконання розбиральних робіт для доступу до виробу, хв.; T_{∂} – трудомісткість додаткових, баластних робіт, хв.

Щодо зручності проведення розбирально-складальних робіт, при обслуговуванні двигуна, проведено оцінку його ремонтпридатності із врахуванням положень виконавця. Як показав аналіз, практично всі операції з доступом до двигуна мало зручні. Ремонтні операції після зняття двигуна із комбайна відповідають нормальним умовам роботи.

Оскільки, до складу об'єкта дослідження входить значна кількість деталей і складальних одиниць, які фактично лімітують його надійність, важливо знайти затрати часу на їх діагностування.

Коефіцієнт контролепридатності можна розрахувати за формулою [3]:

$$K_k = \frac{T_{ок}}{T_{ок} + T_{ок}}, \quad (10)$$

де $T_{ок}$ – трудомісткість виробу в основних операціях контролю, хв.;

$T_{ок}$ – трудомісткість виробу в допоміжних операціях контролю, хв.

Висновки

Дослідженнями встановлено, що статистичні характеристики розподілу часу на відновлення працездатності зернозбиральних комбайнів в залежності від складності відмови змінюються в широких межах. Так, середнє значення часу усунення відмов першої групи складності коливається в межах 0,34...0,40 годин, другої групи складності – в межах 1,39...1,70 годин, третьої групи складності – в межах 10,03...16,18 годин. Межі розсіювання показника середнього часу відновлення працездатності становлять 1,3...1,7 год, що співрозмірно з тривалістю усунення відмов другої групи складності.

На основі структурного аналізу двигуна зернозбирального комбайна та розробки технологічної схеми його розбирання, встановлено, що коефіцієнт доступності становить 0,53. Коефіцієнт контролепридатності двигуна залежить від ступеня його дефектації і знаходиться в межах 0,56–0,89.

Список літератури

1. Бистрий О. М. Достовірність контролю параметрів технічного стану сільськогосподарських машин / О. М. Бистрий, І. Л. Rogovskiy // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2011. – Вип. 166, ч. 1. – С. 93–99.
2. Бистрий О. М. Методика визначення ресурсу за динамікою зношування деталей зернозбиральних комбайнів / О. М. Бистрий, І. Л. Rogovskiy // Праці Таврійської державного агротехнічного університету. – Мелітополь, 2011. – Вип. 11, т. 1. – С. 171–176.
3. Бистрий О. М. Кількісні показники для оцінки експлуатаційно-технологічної безвідмовності зернозбиральних комбайнів / О. М. Бистрий, І. Л. Rogovskiy // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2014. – Вип. 196, ч. 3. – С. 182–189.
4. Бистрий О. М. Аналіз експлуатаційно-технологічної безвідмовності зернозбиральних комбайнів / О. М. Бистрий, І. Л. Rogovskiy // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2016. – Вип. 251. – С. 393–400.

References

1. Bystryy, O. M., Rogovskiy, I. L. (2011). Dostovirnist kontrolyu parametriv tekhnichnoho stanu silskohospodarskykh mashyn. [Reliability of the control parameters of the technical condition of agricultural machinery]. Scientific Bulletin of National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Series: machinery and energetics AIC. K., Vol. 166, p. 1, 93–99.

2. Bystryy, O. M., Rogovskii, I. L. (2011). Metodyka vyznachennya resursu za dynamikoyu znoshuvannya detaley zernozbyralnykh kombayniv. [Method of determination of resource dynamics of wear of combine harvesters]. Labor Tavria State Agrotechnical University. Melitopol, Vol. 11, t. 1, 171–176.
3. Bystryy, O. M., Rogovskii, I. L. (2014). Kilkisni pokaznyky dlya otsinky ekspluatatsiyno-tekhnologichnoyi bezvidmovnosti zernozbyralnykh kombayniv. [Quantitative indicators to measure operational and technological reliability of combine harvesters]. Scientific Bulletin of National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Series: machinery and energetics AIC. K., Vol. 196, part 3, 182–189.
4. Bystryy, O. M., Rogovskii, I. L. (2016). Analiz ekspluatatsiyno-tekhnologichnoyi bezvidmovnosti zernozbyralnykh kombayniv. [Analysis of exploitation-technological reliability of combine harvesters]. Scientific Bulletin of National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Series: machinery and energetics AIC. K., Vol. 251, 393–400.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ВОССТАНОВЛЕНИЯ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ

А. Н. Быстрый, И. Л. Роговский

Аннотация. Одной из актуальных задач современного сельскохозяйственного машиностроения наряду с повышением безотказности и долговечности зерноуборочных комбайнов машин является обеспечение их восстановления трудоспособности. Известно, что ремонтпригодность сельскохозяйственных машин, как и другие свойства надежности закладываются при проектировании, поэтому еще в техническом задании на изделие устанавливаются объективные критерии и методы, которые позволяют количественно и качественно оценить машины, которые проектируются. Анализ литературных источников по данной проблеме показал, что за последнее десятилетие в отрасли сельскохозяйственного машиностроения еще не достаточно внимания уделяется вопросам ремонтной технологичности конструкций зерноуборочных комбайнов и их ремонтпригодности. Вопрос ремонтпригодности особенно остро стоит для зерноуборочных комбайнов, поскольку в период сбора урожая важным является уменьшение продолжительности простоев на техническом обслуживании и при устранении неисправностей.

Ключевые слова: закон распределения, трудоемкость, надежность, эксплуатация, зерноуборочный комбайн

EXPERIMENTAL INDICATORS OF RECOVERY COMBINE HARVESTERS

O. M. Bystryy, I. L. Rogovskii

Abstract. One of the urgent tasks of modern agricultural machinery along with increased reliability and longevity combine harvesters

machines is ensuring their rehabilitation. It is known that the maintainability of agricultural machinery, as well as other properties of reliability lays in the design, therefore, in the specification of the product are established objective criteria and methods that allow us to quantitatively and qualitatively evaluate the machines that are designed. The analysis of the literature on this problem showed that over the last decade in the industry of agricultural machinery is still not enough attention is paid to the repair of technological structures combine harvesters and their maintainability. The question of maintainability is particularly acute for harvesters because the harvest is important to reduce the length of downtime for maintenance and troubleshooting.

Keywords: *distribution law, complexity, reliability, operation, combine harvester*

УДК 631.372.62

ANALYSIS OF MODEL OF RECOVERY OF AGRICULTURAL MACHINES AND INTERPRETATION OF RESULTS OF NUMERICAL EXPERIMENT

Ivan L. Rogovskii
e-mail: *rogovskii@yandex.ua*

Abstract. *Maintenance is an important complex production processes as an integral element of the process of providing services, ensuring the functioning of agribusiness. Despite the fact that human error, not technology failures pose the greatest potential risk, little in the literature discusses aspects of the human factor associated with the risk factors of the working environment in which employees realize that.*

Conditions of the working environment (working conditions) while conducting production processes have a significant impact on the implementation of the professional characteristics of personnel. In addition to the impact of hazards physical factors of production environment on the quality of the production maintenance processes affect the professional competence and industrial discipline of the personnel in the field of industrial safety in accordance with job requirements and the production hierarchy.

Due to the fact that IT consists of production processes of high complexity with high requirements to quality of work, strict compliance with the regulations, require a special methodological support, algorithms, methods and models for decision support managers of

© I. L. Rogovskii, 2016

machines is ensuring their rehabilitation. It is known that the maintainability of agricultural machinery, as well as other properties of reliability lays in the design, therefore, in the specification of the product are established objective criteria and methods that allow us to quantitatively and qualitatively evaluate the machines that are designed. The analysis of the literature on this problem showed that over the last decade in the industry of agricultural machinery is still not enough attention is paid to the repair of technological structures combine harvesters and their maintainability. The question of maintainability is particularly acute for harvesters because the harvest is important to reduce the length of downtime for maintenance and troubleshooting.

Keywords: *distribution law, complexity, reliability, operation, combine harvester*

УДК 631.372.62

ANALYSIS OF MODEL OF RECOVERY OF AGRICULTURAL MACHINES AND INTERPRETATION OF RESULTS OF NUMERICAL EXPERIMENT

Ivan L. Rogovskii
e-mail: *rogovskii@yandex.ua*

Abstract. *Maintenance is an important complex production processes as an integral element of the process of providing services, ensuring the functioning of agribusiness. Despite the fact that human error, not technology failures pose the greatest potential risk, little in the literature discusses aspects of the human factor associated with the risk factors of the working environment in which employees realize that.*

Conditions of the working environment (working conditions) while conducting production processes have a significant impact on the implementation of the professional characteristics of personnel. In addition to the impact of hazards physical factors of production environment on the quality of the production maintenance processes affect the professional competence and industrial discipline of the personnel in the field of industrial safety in accordance with job requirements and the production hierarchy.

Due to the fact that IT consists of production processes of high complexity with high requirements to quality of work, strict compliance with the regulations, require a special methodological support, algorithms, methods and models for decision support managers of

© I. L. Rogovskii, 2016

service enterprises in the organization of production processes, focused on achieving the lowest level of employee exposure hazards inherent in the working environment.

Key words: *analytic, spatial requirement, maintenance, agricultural machine*

Formulation of problem. If the weights be chosen with condition for the normalization, the criterion function will fulfill the role of the rating at the appropriate level of the system hierarchy.

It seems appropriate then to identify the concept of rating and trust assessments.

The main idea of the rating approach is to create conditions for the development of proposals for changes in the actual level of hazard factors of industrial environment, the activation of the "safe-oriented" activities of all services and units involved in maintenance of agricultural machines and increasing their motivation to work according to the rules of industrial safety.

Analysis of recent research results. For generality we call each estimated position indicator (rating) [1]. For each indicator we determine the level (from a standard based on 3-levels with a possible division into sub-levels to include in the general scheme of rating approach the method of assessment of workplaces by labor conditions) and the weighting factor (or coefficient of importance) of this indicator in this group of indicators [2, 3].

Thus it is necessary to distinguish between the required level (for each index, not necessarily the highest) achievable level (in the specific conditions of interaction between the system and external environment) [4]. Mandatory level should be known to all stakeholders. At this mandatory level should be set, where possible, by far, in the form of not allowing discrepancies [5]. Mandatory level guarantees a satisfactory rating, a higher level increases the rating.

Purpose of research is an analytical research of model of recovery of agricultural machines and interpretation of results of numerical experiment.

Results of research. Note that the value of the rating approach is based on it built a complete system of rating the management of implementation risk factors of production environment of the production process maintenance of aircraft, including the rating monitoring process in General. In order to process rating control to have maximum impact, it needs to be involved in the performance of all factors. This condition automatically occurs when the rating on each level of the hierarchy coincides with the target function. Two-dimensional convolution on two indicators best meets the proposed matrix representation and diatomea

tree. The feature of this structure is the aggregation (integration) at each node of the schema tree structure, only two assessments.

Integrated the rating should reflect the priorities of the indicators. The formation of these priorities, and hence the formation of rating should be should be performed by experts based on the opinions of decision makers.

People can effectively measure (proportion) only a limited number of indicators and best of all, if at each step of the assessment is necessary to compare more than two or three indicators. Such a comparison in the case of two indicators is convenient to carry out, with the presentation of the results of comparison in a two-dimensional matrix, or a simple table.

At each step the previous convolution is seen in a pair of one new indicator. To do this, in the context of multivariate analysis is carried out level-based distribution of considered parameters.

Dichotomous view can be described structural arrangement in the form of predarea with the root vertex corresponding to the integrated assessment, and the hanging vertices corresponding local indicators". Each intermediate vertex corresponds K the aggregate evaluation of f_k , the resulting convolution of the two estimates of the respective nodes of the lower level (Fig. 1).

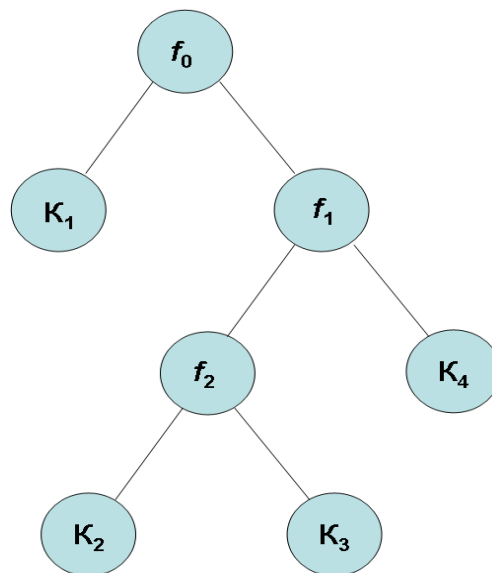


Fig. 1. Scheme of the convolution of the estimated 4 indicators in the form of a dichotomous tree with the root vertex and the hanging vertices, where K and f are the original and complex (aggregated) evaluation (in our case the indicators of risk factors of production environment).

The block diagram shown in Fig. 1 will deliver into compliance dichotomie representation of the integrated assessment, representing

the analytical model of complex non-linear multi-level convolution to be written in the form of the following formula:

$$f_0 = F(K) = \varphi_1[k_1(\varphi_2(k_2, \varphi_3(k_3, k_4))), \quad (1)$$

where: $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ – weights.

Dichotomie representation allows to solve the problem of generalization of the evaluation n criteria by sequentially solving a number of problems with the two. For expansion of opportunities and some generalizations of the method, dichotomie modify the view so that each level could be considered not just one, but two pairs. Each time a choice continues to be placed one of two, but each level can be considered 2 to 4 indicators.

Management process implementation of risk implies purpose: change (reduction) in the number and intensity of realization of the risk factors of the working environment when undertaking production processes maintenance. It should be noted that similar risks of production (technological) processes exist on other dangerous industrial objects. With further increase of the parameter p , the zero fixed point is unstable. This means that even at small initial values of the variable (indicator of one of the factors), over time the value of the variable will increase until, until it reaches the second fixed point. This behavior is variable (Fig. 2) is observed at all values of the parameter in the interval $1 < p < 2$. The diagram illustrates the presence of the parameters $p = 1.5$ and $q = 1$ non-zero stable fixed point. Fig. 2 – Fig. 5 on the y-axis is the value of CP 1, and x_{n+1} is x_n . That is, the dependence of the subsequent state of the system from its previous state.

As noted, the feedback parameter q does not affect the stability of dynamic regimes, however, this parameter, or rather from the ratio of the parameters depends on the deviation of fixed points from 1.

When dalsem increasing the parameter p the fluctuations of the values of the variable will have not two, but four possible States, achieved alternately (Fig. 4). The diagram in Fig. 3 illustrates the presence of the parameters $p = 2.4$, $q = 1.6$ stable cycle of period 4, which appears at $p > \sim 2.236$.

Then the 4-cycle turns into a cycle of period 8, 16, etc. When it exceeds a certain critical parameter value there is a transition system into a chaotic regime. To determine the critical value analytically is not possible. The numerical experiment showed the presence of the cycles of other periods (3, 5, 6, 7, etc.), and the increase of the cycle period in this case cannot be associated with the growth parameters. For example, a cycle of period 3 (Fig. 5) is observed immediately before the transition to the chaotic behavior of the variable. The diagram in Fig. 5 illustrates the presence of the parameters $p = 2.5$, and $q = 2$ stable cycle of period 3.

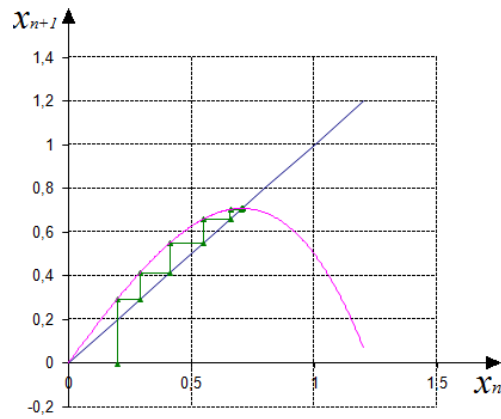


Fig. 2. Iterative mapping graph representing the dependence of each of the following normalized state variable x_{n+1} from the previous x_n for values of parameters $p = 1.5$ and $q = 1$ and initial conditions $x_0 = 0.2$.

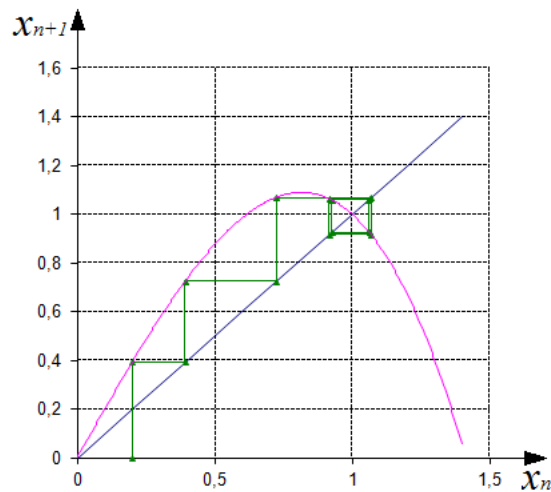


Fig. 3. Iteration diagram of mapping representing dependence of each of following normalized state variable x_{n+1} , x_n for previous parameter values $p = 2.1$, and $q = 1$ and initial conditions $x_0 = 0.2$.

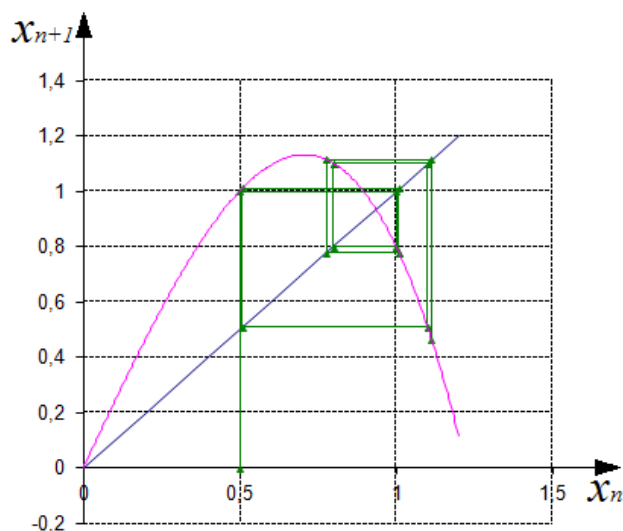


Fig. 4. Iteration diagram of mapping (1) representing dependence of each following normalized state variable x_{n+1} from the previous x_n for the values of parameters $p = 2.4$, $q = 1.6$ and initial conditions $x_0 = 0.5$.

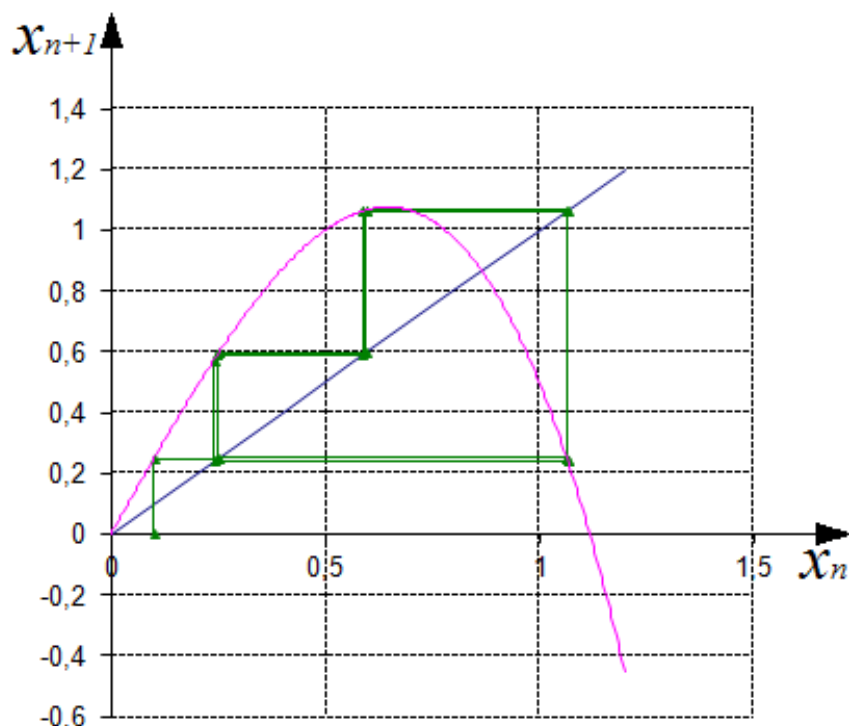


Fig. 5. Iterative mapping graph (1) representing the dependence of each of the following normalized state variable x_{n+1} , x_n for the previous parameter values $p = 2.5$, and $q = 2$ and initial conditions $x_0 = 0, 1$.

Conclusions

To sum up the results. There are parameter values under which:

- a small deviation from the equilibrium state will lead to uncontrolled growth danger factor of the respective production environment, i.e., the probability and intensity of exposure to this risk will increase many times, exceed permissible values;
- a small deviation from the equilibrium state will transfer the system to another equilibrium state, and this transition at the same values of parameters and initial conditions occurs in the direction of increasing indicators of the hazards, and the other in the direction of decline that is of most practical interest;
- perhaps the ambiguous behavior of a system in which the number of accepted her conditions, two or more;
- with further increase of the parameter the behavior of the system becomes unpredictable – chaotic, what we should fear most.

References

1. Rogovskii, I. L., Melnyk, V. I. (2016). Model of parametric synthesis rehabilitation agricultural machines. Scientific Bulletin of National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Series: Machinery and Energetics AIC. K., Vyp. 241, 387–395.
2. Rohovs'kyi, I. L. (2015). Methodologist of operation restore management health agricultural machinery at the on-merzenich resources. Scientific Bulletin of National

University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Series: Machinery and Energetics AIC. K., Vyp. 212, ch. 1, 314–322.

3. Rogovskii, I. L. (2016). Entropy algorithm performance quality recovery efficiency of agricultural machinery. Zbirnyk tez dopovidey III Mizhnarodnoyi naukovo-tekhnichnoyi konferentsiyi «Kramarovs'ki chytannya» (17-18 lyutoho 2016 roku) / Natsional'nyy universytet bioresursiv i pryrodokorystuvannya Ukrayiny. K., 20–23.

4. Rogovskii, Ivan. (2014). Stochastic models ensure the efficiency of agricultural machines. Motrol : Motorization and power industry in agriculture. Tom 16, 3, 296–302.

5. https://cims.nyu.edu/~kiryil/Calculus/Section_9.3-Polar_Coordinates/Polar_Coordinates.pdf.

АНАЛІЗ МОДЕЛІ ВІДНОВЛЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН ТА ІНТЕРПРЕТАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ЧИСЕЛЬНОГО ЕКСПЕРИМЕНТУ

І. Л. Роговський

Анотація. *Технічне обслуговування – найважливіший комплекс виробничих процесів, що є складовим елементом процесу надання сервісної послуги, забезпечує функціонування АПК. Незважаючи на те, що саме помилки людини, а не відмови техніки представляють найбільшу потенційну небезпеку, в літературі мало розглядаються аспекти людського фактора, пов'язані з небезпекою факторів виробничого середовища, в якій працівники здійснюють технічне обслуговування.*

Умови виробничого середовища (умови праці) при проведенні виробничих процесів чинять значний вплив на реалізацію професійних характеристик персоналу, що здійснює технічного обслуговування. Крім впливу небезпек фізичних факторів виробничого середовища на якість виробничих процесів технічного обслуговування впливають професійна компетентність і виробнича дисципліна персоналу в сфері виробничої безпеки у відповідності з посадовими обов'язками і виробничою ієрархією.

У зв'язку з тим, що технічне обслуговування складається з виробничих процесів підвищеної складності з високими вимогами до якості виконуваних робіт, до суворого дотримання вимог регламентів, потрібне спеціальне методичне забезпечення, алгоритми, методи і моделі для систем підтримки прийняття рішень керівників сервісних підприємств при організації виробничих процесів технічного обслуговування, орієнтованих на забезпечення найменшого рівня впливу на працівників небезпеки факторів виробничого середовища.

Ключові слова: *аналітичність, просторова вимога, технічне обслуговування, сільськогосподарська машина*

АНАЛИЗ МОДЕЛИ ВОССТАНОВЛЕНИЯ РАБОТОСПОСОБНОСТИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН И ИНТЕРПРЕТАЦИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ ЧИСЛЕННОГО ЭКСПЕРИМЕНТА

И. Л. Rogovskiy

Аннотация. Техническое обслуживание – важный комплекс производственных процессов, являющийся составным элементом процесса оказания сервисной услуги, обеспечивающий функционирование АПК. Несмотря на то, что именно ошибки человека, а не отказы техники представляют наибольшую потенциальную опасность, в литературе мало рассматриваются аспекты человеческого фактора, связанные с опасностью факторов производственной среды, в которой работники осуществляют техническое обслуживание.

Условия производственной среды (условия труда) при проведении производственных процессов оказывают значительное влияние на реализацию профессиональных характеристик персонала, осуществляющего техническое обслуживание. Помимо влияния опасностей физических факторов производственной среды на качество производственных процессов технического обслуживания влияют профессиональная компетентность и производственная дисциплина персонала в сфере производственной безопасности в соответствии с должностными обязанностями и производственной иерархией.

В связи с тем, что техническое обслуживание состоит из производственных процессов повышенной сложности с высокими требованиями к качеству выполняемых работ, к строгому соблюдению требований регламентов, требуется специальное методическое обеспечение, алгоритмы, методы и модели для систем поддержки принятия решений руководителей сервисных предприятий при организации производственных процессов технического обслуживания, ориентированных на обеспечение наименьшего уровня воздействия на работников опасностей факторов производственной среды.

Ключевые слова: аналитичность, пространственное требование, техническое обслуживание, сельскохозяйственная машина