

УДК 621.225

DOI: 10.31388/2078-0877-2020-20-4-3-17

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ УДОСКОНАЛЕНОГО РЕГУЛЯТОРА ВИТРАТИ РІДИНИ

Андренко П. М., д.т.н., проф.,

ORCID: 0000-0002-6377-6020

Гречка І. П., к.т.н., доц.,

ORCID: 0000-0003-4907-9170

Клітної В. В., к.т.н., проф.,

ORCID: 0000-0002-6710-3579

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

Хованський С. О., к.т.н., доц.,

ORCID: 0000-0003-2435-7787

Сумський державний університет

Постановка проблеми. Використання гідроагрегатів (ГА) у бетоно- та розчинонасосах дозволяє спростити їх кінематику, знизити металоємкість, підвищити надійність і рівень автоматизації, зменшити енерговитрати. Технічні параметри ГА, які використовуються в бетоно- та розчинонасосах, суттєвим чином впливають на їх характеристики. Зазвичай, в бетоно- та розчинонасосах використовують ГА середньої та малої потужності, в яких застосовують дросельне управління. Однією з головних вимог до таких ГА є стабільність та стійкість параметрів руху їх робочих органів у заданому діапазоні зміни швидкостей і навантажень. Забезпечення постійної швидкості робочого органа ГА може бути отримано за рахунок підтримання постійної витрати робочої рідини (РР), яка надходить до гідравлічного двигуна, незалежно від зміни зовнішнього навантаження. Для цього у ГА широко використовують регулятори витрати (РВ), які є комбінацією дроселя і клапана тиску. На сьогодні розроблені та використовуються 2-х і 3-х лінійні РВ із різним взаємним розташуванням дроселя і клапана, при цьому більшого розповсюдження набули 2-х лінійні РВ. Характеристики, а отже і технічний рівень ГА, до складу яких входить РВ, суттєвим чином залежить від характеристик РВ, а саме від чутливості золотника клапана тиску до зміни перепаду тиску в його глухих камерах. Таким чином, удосконалення конструкції РВ та розробка його математичної моделі для встановлення раціональних конструктивних параметрів є актуальною науково-технічною задачею.

Аналіз останніх досліджень. Проектуванню РВ присвячена досить велика кількість наукових робіт. Провідні світові виробники гідроапаратури ATOS, Mannesmann Rexroth, Parker Hydraulics, Vickers та ін. випускають широку гаму РВ, конструкція, робочі параметри та

характеристики яких досить докладно наведені в [1–4]. Зазвичай, РВ рідини [5] містить канали, які підводять і відводять РР, у якому послідовно розташовані клапан тиску та регульований дросель, при цьому вхід клапана тиску є входом РВ. Клапан тиску складається з циліндричного золотника з гострою дроселюючою кромкою, який утворює його проточну камеру. Торці золотника клапана тиску утворюють у РВ рідини дві нижні глухі торцеві камери, які з'єднані каналами, виконаними у РВ, з виходом клапана тиску, який одночасно є входом регульованого дроселя. Верхню глуху торцеву камеру регулятора з'єднану каналом, виконаним у РВ, з виходом регульованого дроселя, і який є одночасно виходом РВ рідини. У верхній глухій торцевій камері клапана тиску встановлена пружина з постійною жорсткістю.

Відмінною особливістю РВ рідини [5] є те, що у ньому для встановлення перепаду тиску у торцевих камерах клапана тиску використовується регульований дросель. Це дозволяє легко здійснювати регулювання витратою на виході РВ рідини. Недоліками такого РВ рідини є невисока чутливість золотника клапана тиску до перепаду тиску в його торцевих камерах, що обумовлено наявністю на золотнику клапана значних сил тертя спокою і гідродинамічної сили. Це знижує точність підтримання заданого значення витрати в об'ємному ГА при змінному навантаженні на його виконавчому механізмі, а отже і сталість швидкості його руху.

У [6] описані математичні моделі ГА, у тому числі і РВ рідини. Математична модель РВ рідини представлена рівнянням витрати. Ця модель є неповною і не дозволяє визначити характеристики РВ. Розробці математичних моделей гідроапаратів, у тому числі і ГА з РВ рідини присвячена робота [7]. Однак, наведена математична модель не враховує силу тертя та гідродинамічну силу на золотнику клапана тиску, а отже її використання для опису робочих процесів у РВ не є цілком правомірним. Робота [8] присвячена розробці математичної моделі запобіжного клапана непрямої дії для дослідження його динамічних властивостей. Аналогічній проблемі присвячена і робота [9]. Наведені математичні моделі враховують максимальну кількість факторів, однак вони не можуть бути цілком використані для розрахунку характеристик РВ з підвищеною чутливістю золотника клапана тиску до зміни перепаду тиску у його глухих камерах. У роботі [10] наведена математична модель РВ рідини, однак наведена модель описує робочі процеси у типовому РВ. Найбільш повно математичні моделі гідроапаратів наведені у роботі [11], в якій докладно розглянуто фізичні процеси, що відбуваються в них, вплив конструктивних та режимних параметрів на їх характеристики. Однак, в ній не наведено математичну модель РВ рідини з підвищеною

точністю підтримання сталої витрати на його виході. Таким чином, можна констатувати, що в доступних нам літературних джерелах не виявлено математичної моделі РВ рідини з підвищеною точністю підтримання витрати рідини при змінному навантаженні на виконавчому механізмі ГА.

Формулювання цілей статті, (постановка завдання). Розробка конструкції та математичної моделі РВ рідини, здатного точно підтримувати сталу витрату на виході при змінному навантаженні на виконавчому механізмі ГА.

Для досягнення поставленої мети сформульовані наступні задачі дослідження:

- розробка удосконаленого РВ рідини;
- аналіз робочого процесу удосконаленого РВ рідини;
- розробка математичної моделі удосконаленого РВ рідини.

Удосконалений регулятор витрати робочої рідини. Розроблено РВ рідини, який забезпечує сталу витрату на виході регулятора при змінному навантаженні на виконавчому механізмі ГА (рис. 1) [12]. Це досягається за рахунок підвищення чутливості золотника клапана тиску до зміни перепаду тиску у його глухих камерах. Відмінною особливістю розробленого РВ від [5] є те, що у нижній частині РВ рідини, перед нижньою глухою торцевою камерою клапана тиску, паралельно до неї, виконана додаткова проточна циліндрична камера, вхід якої є входом РВ рідини, а вихід з'єднаний каналом, виконаним у РВ, із входом клапана тиску. У цій проточній камері клапана тиску на його циліндричному золотнику, перпендикулярно до нього, встановлено реактивну турбіну типу «сегнерівське колесо», та з боку гострої дроселюючої кромки золотника клапана тиску у проточній камері РВ рідини виконано розточку еліпсоподібної форми, вісь якої утворює з віссю золотника гострий кут, що дорівнює α і знаходиться в межах $59\text{--}68^\circ$.

При виконанні еліпсоподібної розточки півколом з радіусом r спрощується технологія виконання РВ. РР підводиться до РВ каналом 1 і одразу потрапляє до проточної циліндричної камери 11, протікаючи крізь яку обертає реактивну турбіну 15 типу «сегнерівське колесо», змушуючи золотник 3 клапана тиску КТ обертатися з частотою близькою до 5 об/с. Це виключає силу тертя спокою золотника 3 та облітерацію його кромки. З виходу 12 проточної циліндричної камери 11, яка з'єднана каналом 13 з входом клапана тиску КТ, РР надходить до проточної камери 16 клапана тиску КТ. Протікаючи крізь проточну камеру 16 клапана тиску КТ потік РР відхиляється еліпсоподібною розточкою 18, виконаною на золотнику 3 з боку його гострої кромки 17, вісь якої утворює з віссю золотника 3 гострий кут α , і яка компенсує гідродинамічну силу.

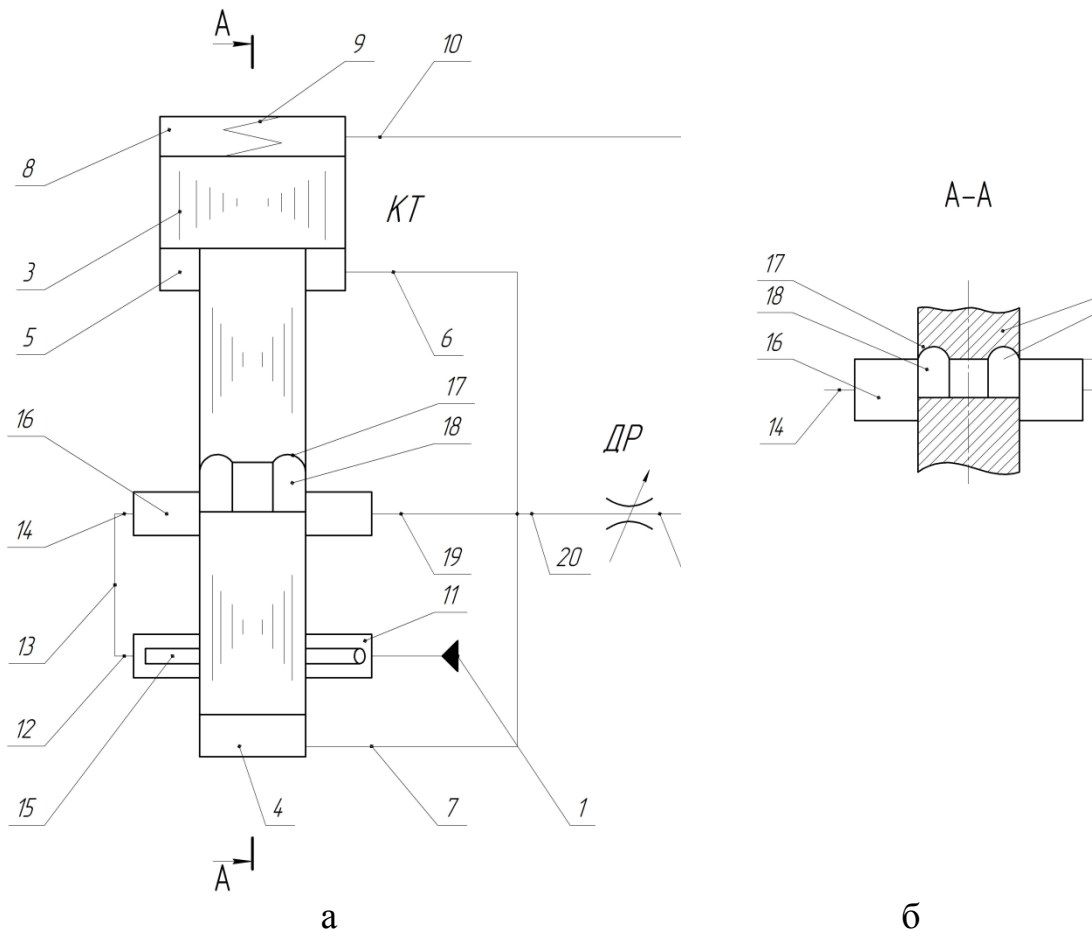


Рис. 1. Регулятор витрати рідини: а – схема; б – перетин золотника клапана тиску у проточній камері по осі золотника: 1 – канал підводу рідини (вхід РВ); 2 – канал відводу рідини; 3 – золотник клапана тиску; 4, 5 – нижні глухі торцеві камери; 6, 7, 10, 13 – канали; 8 – верхня глуха торцева камера; 9 – пружина; 11 – додаткова проточна циліндрична камера; 12 – вихід камери 11; 14 – вхід клапана тиску; 15 – реактивна турбіна типу «сегнерівське колесо»; 16 – проточна камера клапана тиску; 17 – гостра кромка золотника 3; 18 – розточка еліпсоподібної форми; 19 – вихід клапана тиску; 20 – вхід регульованого дроселя; 21 – вихід регульованого дроселя

Обертання золотника 3 клапана тиску КТ зменшує силу тертя на ньому і разом зі зменшенням гідродинамічної сили підвищує чутливість золотника 3 до перепаду тиску в його глухих торцевих камерах 4 і 5. З виходу 19 проточної камери 16, який одночасно є виходом клапана тиску КТ, РР каналами 6, 7 надходить до нижніх глухих торцевих камер 4, 5 клапана тиску КТ та на вхід 20 регульованого дроселя ДР. З виходу 21 регульованого дроселя ДР, який одночасно є виходом 2 РВ, РР каналом 10 надходить до верхньої глухої камери 8 клапана тиску КТ. Перепад тиску на золотнику 3

клапана тиску КТ, при постійній жорсткості пружини 9, залежить від тиску у його глухих торцевих камерах 4, 5 і 8 та регулюється шляхом зміни провідності регульованого дроселя ДР.

При зменшенні тиску на виході 2 РВ рідини, одночасно змінюється тиск у глухій камері 8 клапана тиску КТ, порушується баланс сил на золотнику 3 клапана тиску КТ і він зміщується вгору прикриваючи вихід РР з проточної камери 16 клапана тиску КТ на його вихід 19. Підтримуючи постійний перепад тиску на регульованому дроселі ДР, підтримується постійна витрата на виході 2 РВ рідини. При збільшенні тиску на виході 2 РВ рідини все відбувається навпаки. Таким чином, підтримується постійний перепад тиску на регульованому дроселі ДР у результаті чого забезпечується постійна витрата на виході РВ рідини.

Математична модель удосконаленого регулятора витрати рідини. Математичний опис процесів, що відбуваються у гідравлічних елементах і системах, ґрунтується на фундаментальних рівняннях механіки твердого тіла, гідромеханіки, теорії автоматичного керування. Причому, для гідравлічних систем та їх елементів характерними є процеси, при яких рух робочої рідини є несталим [7]. Декомпозиція гідравлічних систем на окремі структурні елементи відкриває можливість проводити їх аналіз і синтез, базуючись на єдиних методологічних наукових концепціях. Математична модель РВ рідини розроблена за його розрахунковою схемою (рис. 2). При її розробці прийняті наступні припущення:

- клапан тиску – ідеальний: його перекриття нульове; радіальний зазор, перетоки РР і опір внутрішніх каналів настільки малий, що ними можна знехтувати;

- пружина клапана тиску має малу жорсткість та працює у межах, де її характеристики лінійні і не відбувається відрив її кінців від поверхонь контакту, що дозволяє знехтувати силою від її дії на золотник клапана тиску;

- товщина стінок каналів РВ, яка визначена з умови їх міцності, досить велика, що дозволяє вважати: їх діаметр не залежить від внутрішнього тиску. Корпус – абсолютно жорсткий, а його пружні властивості враховуються приведеним модулем об'ємної пружності РР;

- довжина каналів мала, їх діаметри однакові та у порівнянні з довжиною великі, це дозволяє знехтувати хвильовими процесами, що відбуваються в них. Нехтуємо також початковими ділянками каналів, на яких відбувається формування профілів швидкостей, впливом місцевих опорів один на одного, втратами на тертя у додатковій камері, де встановлено сегнерівське колесо;

- течія РР у постійних дроселях Д2, Д3, Д4 ламінарна;

- у РВ відсутні: кавітація – $p_i(t) \geq p_{\text{пар}}$, $p_{\text{пар}}$ – тиск насичених парів

РР; резонанс, гідравлічний удар і виконується умова нерозривності РР. Швидкість звуку у РР, з урахуванням пружних властивостей каналів, є сталою та значно більшою за швидкість руху рідини у них. Вважаємо РР ньютонівською, а її течію – ізотермічною;

- розглядаються моделі у зосереджених параметрах.

Точність моделювання робочих процесів у гідравлічних елементах і ГА залежить від правильного визначення параметрів РР. При дослідженні таких процесів використовують диференціальні рівняння, до складу яких входять густина, в'язкість, модуль об'ємної пружності, які, в свою чергу, залежать від її температури. Зі збільшенням тиску та розширенням діапазону робочих температур ГА значимість параметрів РР зростає [13]. При моделюванні робочих процесів у РВ приймаємо значення температури РР постійною – рівною її середньому значенню, $T_a = \text{const}$.

Значний вплив на параметри РР має нерозчинене повітря, що міститься в ній. За даними роботи [14] встановлено, що бульбашки повітря рівномірно розподілені по всьому об'єму РР, а концентрація газоповітряної фази становить 1,4–1,6 % та співпадає з даними концентрації нерозчиненого повітря у відкритих гідросистемах (1–2 %), наведених у різних літературних джерелах, наприклад [15]. Таким чином, далі розглядаємо бульбашкову, згідно класифікації [16], течію РР, у якій газова фаза у вигляді окремих бульбашок різної величини і форми рівномірно розподілена у середовищі рідини, яке є дисперсним. Приймаємо, що газовміст РР становить 2 %. Для визначення характеристик двофазної РР використовуємо аналітичні залежності з роботи [17].

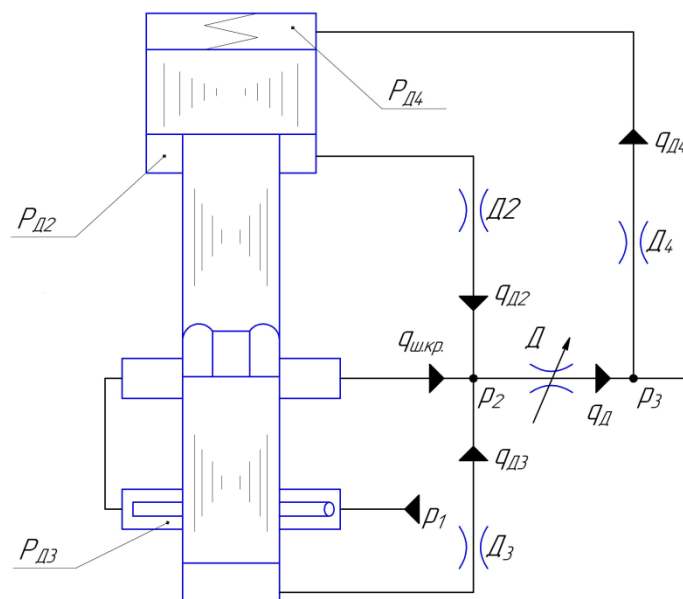


Рис. 2. Розрахункова схема регулятора витрат

Математична модель робочого процесу РВ описана такими рівняннями:

- руху плунжера клапана тиску РВ

$$m_{кр} \ddot{x}_{кр} = c_{пр кр} [x_{кр 0} + x_{кр max} - x_{кр}(t)] + A_{пл рв1} p_{д4}(t) - A_{пл рв2} p_{д3}(t) - (A_{пл рв1} - A_{пл рв2}) p_{д2}(t) - F_{гд кл}(t) - F_{тр кл}(t); \quad (1)$$

- витрати РР, що проходить через щілину клапана тиску РВ

$$q_{щк}(t) = \mu_{щк} [Re, x_{кр}(t)] A_{щк} \text{sign}[p_1(t) - p_2(t)] \sqrt{2|p_1(t) - p_2(t)|/\rho(t)}; \quad (2)$$

- витрати РР, що проходить через дросель Д

$$q_{д}(t) = \mu_{д} [Re, x_{д}(t)] A_{д} \text{sign}[p_2(t) - p_3(t)] \sqrt{2|p_2(t) - p_3(t)|/\rho(t)}; \quad (3)$$

- витрати РР на виході з РВ – витрата на злив

$$q_{зл}(t) = q_{щк}(t) + q_{д2}(t) + q_{д3}(t) - q_{д4}(t); \quad (4)$$

- витрати РР через три ламінарних дроселі РВ

$$q_{д2}(t) = \frac{\pi [p_{д2}(t) - p_2(t)] d_{д2}^4}{128 \mu l_{д2}} = K_{д2} [p_{д2}(t) - p_2(t)]; \quad (5)$$

$$q_{д3}(t) = \frac{\pi [p_{д3}(t) - p_2(t)] d_{д3}^4}{128 \mu l_{д3}} = K_{д3} [p_{д3}(t) - p_2(t)]; \quad (6)$$

$$q_{д4}(t) = \frac{\pi [p_{зл}(t) - p_{д4}(t)] d_{д4}^4}{128 \mu l_{д4}} = K_{д4} [p_{зл}(t) - p_{д4}(t)]. \quad (7)$$

Витрати $q_{д2}(t)$, $q_{д3}(t)$, $q_{д4}(t)$ записували у вигляді:

$$q_{д2}(t) = (A_{пл рв1} - A_{пл рв2}) \frac{d x_{кр}(t)}{d t}; \quad (8)$$

$$q_{д3}(t) = A_{пл рв2} \frac{d x_{кр}(t)}{d t}; \quad (9)$$

$$q_{д4}(t) = A_{плрв1} \frac{d x_{кр}(t)}{d t}. \quad (10)$$

Прирівнявши рівняння (5)–(7) і (8)–(10), відповідно отримали:

$$p_{д2}(t) = p_2(t) + \frac{(A_{плрв1} - A_{плрв2})}{K_{д2}} \frac{d x_{кр}(t)}{d t}, \quad (11)$$

$$p_{д3}(t) = p_2(t) + \frac{A_{плрв2}}{K_{д3}} \frac{d x_{кр}(t)}{d t}, \quad (12)$$

$$p_{д4}(t) = p_{зл}(t) + \frac{A_{плрв1}}{K_{д4}} \frac{d x_{кр}(t)}{d t}. \quad (13)$$

У рівняннях (1)–(13): t – час; $\mu_{щк}[\text{Re}, x_{кр}(t)]$ і $\mu_{д}[\text{Re}, x_{д}(t)]$ – відповідно коефіцієнти витрат у щілині клапана тиску РВ і дроселі Д; Re – число Рейнольдса; $A_{плрв1}$ – площа плунжера збоку пружинної камери РВ; $A_{плрв2}$ – площа плунжера РВ; $A_{щк}$ і $A_{д}$ – відповідно площі щілини клапана тиску РВ і дроселя Д; sign – функція Кронекера; $p_1(t)$ і $p_2(t)$ – відповідно тиск на вході і виході камери РВ; $p_3(t)$ і $p_{зл}(t)$ – відповідно тиск на виході і зливі РВ; $p_{д2}(t)$, $p_{д3}(t)$, $p_{д4}(t)$ – відповідно тиск у верхній підклапанній, нижній підклапанній і пружинній камерах РВ; $d_{д2}$, $d_{д3}$, $d_{д4}$ – відповідно діаметри ламінарних дроселів; $l_{д2}$, $l_{д3}$, $l_{д4}$ – відповідно довжини ламінарних дроселів; $x_{кр}(t)$ і $x_{д}$ – відповідно переміщення золотника клапана тиску РВ і дроселя Д; $c_{пркр}$ – жорсткість пружини клапана тиску РВ; $x_{кр0}$ – попередній підтиск пружини клапана тиску РВ; $x_{кр\max}$ – максимальне переміщення золотника клапана РВ; ρ – густина РР; μ – коефіцієнт кінематичної в'язкості РР; $m_{кр}$ – маса золотника клапана тиску з приєднаними до нього частинами РВ, яка розраховується за залежністю:

$$m_{кр} = m_3 + m_{пр}/3, \quad (14)$$

де m_3 – маса золотника клапана тиску; $m_{пр}$ – маса пружини.

У рівнянні (1) силу тертя $F_{тркл}(t)$ розраховували наступним чином. Приймали, що сила тертя $F_{тркл}(t) = F_{троб}(t)$. Потужність необхідна для обертання руху золотника клапана тиску визначається за залежністю [18]

$$N_{\text{ср}} = F_{\text{тpоб}} \omega, \quad (15)$$

де $F_{\text{тpоб}}$ – сила тертя при обертальному русі; ω – кутова швидкість поверхні золотника клапана тиску.

Силу тертя при обертальному русі золотника клапана тиску визначали за залежністю, що отримана на основі теорії гідродинамічного змащування підшипників ковзання у наближенні Зомерфельда, побудованого на рівняннях Рейнольдса [19]:

$$F_{\text{тp0}} = \int_0^{2\pi} \tau_0 r_{\text{зpe}} da, \quad (16)$$

де $\tau_0 = \mu \frac{\partial \omega}{\partial t}$ – дотичне напруження; α – кут обертання золотника клапана тиску.

Після підстановки у рівняння (15) параметрів прецизійної пари плунжер-гільза золотника клапана тиску отримали:

$$F_{\text{тp0}} = \mu \frac{f_{\text{к}} \omega}{\delta} \frac{2(\delta/e)[(\delta/e)^2 + 2]}{[2(\delta/e)^2 + 1]\sqrt{(\delta/e)^2 - 1}}, \quad (17)$$

де $f_{\text{к}} = 2\pi r_3$ – поверхня контакту пари плунжер-гільза золотника клапана тиску одиничної довжини; e – ексцентриситет пари плунжер-гільза золотника клапана тиску; δ – радіальний зазор.

Проведені попередні розрахунки потужності, яка витрачається на тертя, показали, що у порівнянні з потужністю, яка необхідна для обертання золотника клапана тиску, нею можна знехтувати, причому похибка не перевищить 2,5 %. При прийнятих припущеннях момент на валу сегнерівського колеса розраховується за залежністю:

$$M = \dot{m} r_3^2 \omega, \quad (18)$$

де r_3 – радіус золотника клапана тиску; \dot{m} – масова витрата РР через сегнерівське колесо, яка розраховується за залежністю:

$$\dot{m} = G_{\Sigma} \sqrt{|\Delta p(t)|}, \quad (19)$$

де $\Delta p(t) = p_1(t) - p_2(t)$ – перепад тиску на сегнерівському колесі; G_{Σ} – сумарна провідність елементів проточної камери сегнерівського колеса, яку розраховували за залежністю

$$G_{\Sigma} = \sqrt{\frac{1}{(1/G_1)^2 + (1/G_2)^2 + \dots + (1/G_i)^2 + \dots + (1/G_n)^2}}. \quad (20)$$

У формулі (20): n – кількість окремих опорів проточної камери сегнерівського колеса, а G_i – їх провідності, які розраховуються за однотипними залежностями:

$$G_i = \mu_i A_i \sqrt{2/\rho}, \quad (21)$$

де A_i – площа прохідного перерізу опору проточної камери сегнерівського колеса, а μ_i – їх коефіцієнт витрати, який розраховують за залежністю:

$$\mu_i = \sqrt{1/\zeta_i}. \quad (22)$$

Провідність у кільцевій щілині, яка утворена корпусом та сегнерівським колесом розраховується за залежністю [11]:

$$G_{щ}(t) = \pi(a^2 - b^2) \sqrt{\frac{\Delta p(t)}{64\mu^2 l^2} \left[a^2 + b^2 - \frac{(a^2 - b^2)}{\ln a/b} \right]^2 + \frac{4a^2 b^2 \omega^2}{(a+b)^2 \Delta p(t)}}, \quad (23)$$

де a і b – відповідно радіуси виточки у корпусі і сегнерівському колесі.

Коефіцієнти місцевих опорів ζ_i у формулі (22) розраховують залежно від їх виду за відомими залежностями так $\zeta_{\text{вх}} \approx 0,5$; $\zeta_{\text{пов}} = 1,0$; $\zeta_{\text{кан}} = \lambda_{\text{кан}} l_{\text{кан}} / d_{\text{кан}}$, причому за даними [20] $\lambda_{\text{кан}} = 0,03$; $\zeta_{\text{рр}} = (1 - d^2/D^2)$, D і d – відповідно діаметри камери, в якій встановлено сегнерівське колесо та каналу підводу. Оскільки, кутова швидкість поверхні золотника клапана тиску ω невідома, то спочатку приймаємо її рівною нулю. За формулами (18)–(23) проводимо розрахунок ω і отримане значення підставляємо в формулу (23) та повторюємо розрахунок до тих пір поки розбіжність між двома розрахунками не буде малою.

У рівнянні (1) гідродинамічну силу $F_{\text{гд кп}}(t)$ розраховували за залежністю [11]:

$$F_{\text{гд}}(t) = -2 c_{\text{гд}} x_{\text{кп}}(t) - k_{\text{ін}} \frac{dx_{\text{кп}}}{dt}, \quad (24)$$

$$c_{гд} = \mu_{шк} b_{ок} (p_1 - p_2) \cos \alpha, \quad (25)$$

$$k_{ин} = \rho(l_3 - l_2) \mu_{шк} b_{вик} \sqrt{(p_1 - p_2)/\rho}, \quad (26)$$

де $b_{вик}$ – сумарна ширина вікон золотника клапана тиску РВ; l_3, l_2 – відповідно відстані між віссю каналу підводу 14 та виточкою у гільзі золотника клапана тиску РВ, віссю каналу виходу 19 та виточкою у гільзі золотника клапана тиску РВ; α – кут нахилу вектора швидкості потоку РР до осі золотника клапана тиску РВ.

Переміщення золотника клапана тиску РВ і запірно-регулюючого елемента дроселя Д знаходились у межах такого інтервалу: $0 \leq x_{кр}(t) \leq x_{кр \max}$; $0 \leq x_{Д} \leq x_{Д \max}$.

Вводили обмеження на швидкість руху золотника клапана тиску РВ:

$$\dot{x}_{кр} = \begin{cases} 0, & \text{при } \dot{x}_{кр} > 0, x_{кр}(t) = x_{кр \max}; \\ 0, & \text{при } \dot{x}_{кр} < 0, x_{кр}(t) = 0; \\ \dot{x}_{кр}, & \text{при } 0 < x_{кр}(t) < x_{кр \max}. \end{cases} \quad (27)$$

Рівняння (1)–(27) доповнювали рівняннями зміни стану РР. Для отримання характеристик удосконаленого РВ рідини рівняння (1) – (7), (11) – (14), (17), (24), (27) розглядають разом з початковими умовами. За початкові умови приймають: $x_{кр}(0) = x_{кр0}$, $x_{Д}(0) = x_{Д0}$, $\dot{x}_{кр}(0) = 0$, $\dot{x}_{Д}(0) = 0$, вважають, що початковий тиск на виході РВ дорівнює атмосферному. Задають робочі параметри клапана та початкові параметри РР: модуль об'ємної пружності та густину при атмосферному тиску, газовміст і робочу температуру. Зазначимо, що величина тиску у ГА в усталеному режимі відповідає навантаженню на гідродвигуні, що трансформується витратою навантаження. Задають характер зміни витрати навантаження, при заданих початкових умовах, на персональному комп'ютері за допомогою пакета прикладних програм отримують графіки перехідних процесів у РВ.

Висновки. Розроблений удосконалений РВ рідини, який завдяки підвищенню чутливості золотника клапана тиску регулятора до зміни перепаду тиску у його глухих камерах здатний точно підтримувати сталу витрату на своєму виході при змінному навантаженні на виконавчому механізмі ГА. Особливістю якого є те, що у його нижній частині, перед нижньою глухою торцевою камерою клапана тиску, паралельно до неї, виконана додаткова проточна циліндрична камера, вхід якої є входом РВ рідини, а вихід з'єднаний каналом, виконаним у РВ, із входом клапана тиску. У цій проточній камері клапана тиску на

його циліндричному золотнику, перпендикулярно до нього, встановлено реактивну турбіну типу «сегнерівське колесо». З боку гострої дроселюючої кромки золотника клапана тиску, у проточній камері РВ рідини виконано розточку еліпсоподібної форми, вісь якої утворює з віссю золотника гострий кут, що дорівнює α і знаходиться в межах $59\text{--}68^\circ$. Уперше отримана повна математичної модель розробленого удосконаленого РВ рідини, яка крім конструктивних параметрів РВ враховує його конструктивні параметри, параметри РР, характер зміни витрати навантаження у ГА. Розроблена математична модель робочого процесу РВ дозволяє визначити його статичні і динамічні характеристики та проаналізувати вплив на них конструктивних параметрів РВ і робочих параметрів ГА. Застосування розробленого РВ рідини у ГА дозволить підвищити його технічний рівень.

Список використаних джерел:

1. Гидравлика, гидрораспределители, гидронасосы, лучшая гидроаппаратура. URL: [http:// www.Gidroteh.net](http://www.Gidroteh.net) (дата звернення: 9.11.2020).
2. Гидравлическое оборудование для гибких производственных систем, модулей и других машин и механизмов: каталог. Москва: ВНИИТЭМР, 1988. 308 с.
3. Mannesmann Rexroth. URL: [http:// www.rexroth.com](http://www.rexroth.com) (дата звернення: 9.11.2020).
4. Parker Hydraulics. URL: [http:// www.parker.com](http://www.parker.com) (дата звернення: 9.11.2020).
5. Аврунін Г. А. Основи об'ємного гідропривода і гідро пневмоавтоматики: навчальний посібник. Харків: ХНАДУ, 2009. 424 с.
6. Навроцкий К. Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов: учебник. Москва: Машиностроение, 1991. 384 с.
7. Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем: учебник. Москва: Машиностроение, 1987. 464 с.
8. Волошина А. А. Математическая модель предохранительного клапана непрямого действия. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2012. Вип. 12, т. 4. С. 230–239.
9. Гасюк А. И. Математическая модель для исследования статических и динамических характеристик предохранительного клапана непрямого действия. *Вісник НТУ «ХПИ». Сер. Гідравлічні машини та гідроагрегати*. Харків, 2017. № 42 (1264). С. 71–74.
10. Лурье З. Я. Динамика дросельного гидроагрегата с регулятором расхода, нагрузочным дросселем и гидродвигателем

прямолинейного движения. *Вісник НТУ «ХПІ»*. Харків, 2002. № 9, т. 12. С. 129–135.

11. Андренко П. М. Гідравлічні пристрої мехатронних систем: навч. посібник. Харків: НТУ «ХПІ», 2014. 188 с.

12. Регулятор потоку рідин: пат. 133802 Україна: МПК F16L 55/045. № u201810887; заявл. 05.11.2018; опубл. 25.04.2019, Бюл. № 8.

13. Трофимов В. А. Рабочие жидкости систем гидропривода: учеб. пособие. Киев: НТУУ «КПИ», 2009. 184 с.

14. Струтинський В. Б. Стохастичні процеси у гідроприводах верстатів: монографія. Одеса: Астопринт, 2009. 456 с.

15. Свешников В. К. Станочные гидроприводы: справочник. Санкт-Петербург: Политехника, 2015. 627 с.

16. Евтушенко А. А. Турбомашини для перекачивания газожидкостных смесей. *Вісник СумДУ*. 2004. № 13 (72). С. 45–49.

17. Андренко П. М. Лабіринтно-гвинтові насоси: монографія. Харків, 2017. 156 с.

18. Справочник по физике для инженеров и студентов. Москва: Оникс, Мир и Образование, 2008. 1056 с.

19. Емцев Б. Т. Техническая гидромеханика: учебник. Москва: Машиностроение, 1987. 440 с.

20. Гідравліка та гідропневмопристрої авіаційної техніки: навч. посібник. Київ: НАУ, 2011. 472 с.

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ УДОСКОНАЛЕНОГО РЕГУЛЯТОРА ВИТРАТИ РІДИНИ

Андренко П. М., Гречка І. П., Клітної В. В., Хованський С. О.

Анотація

Показана конструктивна схема удосконаленого регулятора витрати рідини, особливістю якого є те, що у його нижній частині, перед нижньою глухою торцевою камерою клапана тиску, виконана додаткова проточна циліндрична камера. У цій камері на циліндричному золотнику клапана тиску, перпендикулярно до нього, встановлено реактивну турбіну типу «сегнерівське колесо». З боку гострої дроселюючої кромки золотника клапана тиску у проточній камері регулятора виконано розточку еліпсоподібної форми. Уперше отримана повна математична модель розробленого регулятора, яка крім його конструктивних параметрів ураховує його конструктивні параметри, параметри робочої рідини, характер зміни навантаження у гідроагрегаті. Розроблена математична модель робочого процесу регулятора витрат дозволяє визначити його статичні і динамічні характеристики та проаналізувати вплив на них конструктивних параметрів регулятора і робочих параметрів гідроагрегату.

Ключові слова: регулятор витрати, математична модель, характеристики, клапан тиску, регульований дросель, сегнерівське колесо, робоча рідина, сила тертя, гідродинамічна сила.

**МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ УСОВЕРШЕНСТВОВАННОГО
РЕГУЛЯТОРА РАСХОДА ЖИДКОСТИ****Андренко П. Н., Гречка И. П., Клитной В. В., Хованский С. А.*****Аннотация***

Показана конструктивная схема усовершенствованного регулятора потока жидкости, который, благодаря повышению чувствительности золотника клапана давления регулятора к изменению перепада давления в его глухих камерах, способен точно поддерживать постоянный расход на своем выходе при изменяющейся нагрузке на исполнительном механизме гидроагрегата. Особенностью разработанного регулятора является то, что в его нижней части, перед нижней глухой торцевой камерой клапана давления, параллельно к ней выполнена дополнительная проточная цилиндрическая камера, вход которой является входом регулятора потока жидкости, а выход соединен каналом, выполненным в регуляторе потока, с входом клапана давления. В этой проточной камере клапана давления, на его цилиндрическом золотнике, перпендикулярно к нему, установлено реактивную турбину типа «сегнеровского колеса». Со стороны острой дросселирующей кромки золотника клапана давления, в проточной камере регулятора потока жидкости, выполнена росточка эллипсоподобной формы, ось которой образует с осью золотника клапана давления острый угол, равный α , величина которого находится в пределах $59\text{--}68^\circ$. Впервые получена полная математическая модель разработанного усовершенствованного регулятора расхода жидкости, которая кроме конструктивных параметров регулятора расхода учитывает его конструктивные параметры, параметры рабочей жидкости и характер изменения расхода нагрузки в гидроагрегате. Разработанная математическая модель рабочего процесса регулятора расхода позволяет определить его статические и динамические характеристики и проанализировать влияние на них конструктивных параметров регулятора расхода и рабочих параметров гидроагрегата. Применение разработанного регулятора расхода жидкости в гидроагрегате позволит повысить его технический уровень.

Ключевые слова: регулятор расхода, математическая модель, характеристики, клапан давления, регулируемый дроссель, сегнеровское колесо, рабочая жидкость, сила трения, гидродинамическая сила.

**MATHEMATICAL MODEL OF THE IMPROVED LIQUID FLOW
REGULATOR****P. Andrenko, I. Hrechka, V. Klitnoy, S. Khovanskyi*****Summary***

A structural diagram of an improved fluid flow regulator is shown, which, due to the increased sensitivity of the regulator pressure valve spool to changes in pressure drop in its deaf chambers, is able to accurately maintain a constant flow rate at its output under a changing load on the hydraulic unit's actuator. A feature of the developed regulator is that in its lower part, in front of the lower deaf end chamber of the pressure valve, an additional flow-through cylindrical chamber is made parallel to it, the input of which is the input of the fluid flow regulator, and the output is connected by a channel made in the flow regulator to the valve input pressure. In this flow chamber of a valve

mounted by a jet turbine of the Segner wheel type. On the side of the sharp throttling edge of the pressure valve spool, in the flow chamber of the fluid flow regulator, an ellipsoid-shaped sprout is made, the axis of which forms an acute angle equal to α with the axis of the pressure valve spool, the value of which is in the range 59–68°. For the first time, a complete mathematical model of the developed improved fluid flow controller was obtained, which, in addition to the design parameters of the flow controller, takes into account its design parameters, working fluid parameters, and the nature of the change in the flow rate of the load in the hydraulic unit. The developed mathematical model of the workflow of the flow controller allows you to determine its static and dynamic characteristics and analyze the effect on them of the design parameters of the flow controller and operating parameters of the hydraulic unit. The use of the developed fluid flow regulator in a hydraulic unit allows to increase its technical level.

Key words: flow regulator, mathematical model, characteristics, pressure valve, adjustable throttle, Segner wheel, working fluid, friction force, hydrodynamic force.

УДК 621.225.001.63

DOI: 10.31388/2078-0877-2020-20-4-18-35

ПРОЕКТУВАННЯ МЕХАТРОННИХ СИСТЕМ З ЗАДАНИМИ ВИХІДНИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

Панченко А. І., д.т.н,

ORCID 0000-0002-1230-1463

Волошина А. А., д.т.н.,

ORCID 0000-0003-4052-2674

Панченко І. А., інженер

ORCID 0000-0003-2150-4278

*Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного*

Волошин А. А., інженер

ВСП «Мелітопольський коледж ТДАТУ»

e-mail: mez@tsatu.edu.ua

Постановка проблеми. Тенденція до розширення сфери застосування мехатронних систем з гідравлічним приводом активних робочих органів самохідної техніки викликає необхідність створення нового покоління гідромашин обертальної дії [1, 2]. Прискорення темпів зростання вимог до технічного рівня гідромашин призводить до збільшення обсягу досліджень і трудомісткості проектних робіт.

Прискорити етап освоєння нових зразків гідромашин для гідроприводів мехатронних систем самохідної техніки можна, розробляючи і впроваджуючи більш прогресивні методи проектування на основі сучасних досягнень в області розрахунку і моделювання.

Відомо, що для приводу активних робочих органів та ходових систем самохідної техніки, найбільше застосування отримали орбітальні [3-6] і планетарні [7-10] гідромотори. Необхідно відзначити, що в попередніх дослідженнях недостатньо уваги приділено питанням розрахунку і проектування елементів мехатронних систем [11] з заданими вихідними характеристиками, запропоновані математичні моделі не охоплювали всі вузли гідромотора і їх взаємозв'язок, а ряд припущень для спрощення обчислень знижував точність отриманих показників.

Таким чином, сучасні тенденції до розширення області застосування мехатронних систем з гідравлічним приводом активних робочих органів самохідної техніки вимагають розробки нових підходів у вирішенні проблеми поліпшення вихідних характеристик гідроприводів з гідромашинами обертальної дії.

Аналіз останніх досліджень. В даний час велика увага приділена дослідженню нагнітачів, що використовуються в гідравлічних

системах [12]. Визначено критерії подібності і зроблена їх перевірка числовими дослідженнями [13], що враховують відношення трьох основних чинників подібності: геометричні розміри, тиск активного потоку на вході в пристрій, щільність робочого середовища. Представлена обґрунтована оцінка ефективності роботи гідродинамічних машин по дисипативній потужності [14]. Запропоновано математичне моделювання течії з використанням SST-моделі турбулентності [15]. Розглянуто реалізацію математичної моделі коливань ротора для багатоступінчастого відцентрового компресора [16]. Досліджено динаміку ротора багатоступеневих відцентрових машин [17]. Розроблено методику розрахунку пружних деформацій. Адекватність запропонованої методики підтверджується результатами розрахунків [18]. Однак в роботах не розглянуті питання, пов'язані з розрахунком, моделюванням і проектуванням гідромашин обертального дії.

Аналіз досліджень [3, 4, 19], пов'язаних з проектуванням гідромашин обертального дії, дозволяє зробити висновок, що вони виконувалися без належного врахування низки важливих чинників, що дозволяють розробити більш повну математичну модель та ефективніше використовувати сучасні математичні методи оптимізації та обчислювальну техніку.

Запропоновано геометричні [20], математичні [6, 9, 21, 22] та гідродинамічні моделі [23, 24], виконані теоретичні дослідження впливу геометричних параметрів проточних частин героторного насоса на його вихідні характеристики. Багато уваги приділено розподілу робочої рідини [8, 25] та впливу геометричних параметрів розподільних систем на вихідні характеристики планетарних гідромашин [7, 26, 27]. Обґрунтовано геометричні параметри [28] і кінематичні схеми [29] розподільних систем. Не досліджено взаємозв'язок конструктивних особливостей гідромашин, вихідних характеристик і течії робочої рідини.

Запропоновано обчислювальна [30] та експериментальна моделі [31] гідравлічної системи. Розглянуто особливості моделювання робочих процесів, що відбуваються в гідравлічній системі [32]. Розроблено універсальну модель мехатронної системи з гідравлічним приводом [22], проведена оцінка її адекватності [33]. Не розглянуто взаємозв'язок елементів мехатронної системи і робочої рідини, як єдине ціле.

Розглянуто багатокритерійний вибір оптимальної конфігурації [34]. Виконано оптимізуюче гідродинамічне профілювання [35]. Наведено результати оптимізації геометричних параметрів відцентрових насосів за допомогою математичних моделей просторових течій нестисливої рідини [36]. Однак питання, пов'язані з

методологією проектування орбітальних та планетарних гідромоторів з елементами багатокритеріальної оптимізації в роботах не розглянуті.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Мехатронні системи з планетарними гідромоторами за своїми вихідними характеристиками розробляються для використання в приводах активних робочих органів та ходових системах дорожньої, будівельної, сільськогосподарської та іншої самохідної техніки. Тому, проектування мехатронної системи з заданими вихідними характеристиками є одним з основних етапів у загальному ланцюжку питань, що виникають при проектуванні самохідної техніки та її елементів.

Для забезпечення заданих вихідних характеристик при проектуванні мехатронної системи з гідравлічним приводом активних робочих органів та ходових систем самохідної техніки розроблена методика проектування. Розроблена методика передбачає п'ять етапів:

- вибір параметрів мехатронної системи, що впливають на її вихідні характеристики;
- обґрунтування параметрів елементів управління мехатронною системою, що оптимізуються;
- розробка моделі мехатронної системи з можливістю оптимізації її вихідних характеристик;
- оптимізація обраних параметрів мехатронної системи;
- аналіз результатів оптимізації.

Основна частина. Вибір параметрів мехатронної системи, що впливають на її вихідні характеристики. При проектуванні мехатронної системи, наприклад, для приводів активних робочих органів самохідної сільськогосподарської техніки (як найбільш масової) необхідно враховувати специфічні умови експлуатації цієї техніки. Практично для всіх приводів самохідної сільськогосподарської техніки розгін мехатронної системи повинен здійснюватися при практично повному завантаженні робочого органу (90 ... 95%). При цьому час розгону не повинно перевищувати 2...3 с. Виходячи з цього, основними параметрами мехатронної системи, що впливають на її вихідні характеристики (крутний момент і частоту обертання робочого органу) є зміна тиску p і кутової швидкості ω .

Обґрунтування параметрів елементів управління мехатронною системою, що оптимізуються. Дослідженнями динаміки мехатронної системи встановлено [7], що процес розгону визначається часом закриття запобіжного клапана. Тому, параметрами запобіжного клапана, що оптимізуються, вибираються – жорсткість пружини робочого золотника C_x , її попереднє стиснення x_z і позитивне перекриття робочого золотника x_0 .

Розробка моделі мехатронної системи з можливістю оптимізації її

вихідних характеристик. При оптимізації параметрів, що визначають вихідні характеристики мехатронної системи, в якості критерію оптимальності скористаємося прийнятою в теорії автоматичного управління інтегральною квадратичною оцінкою [37]. Маючи криві параметрів тиску $p(t)$ і кутової швидкості $\omega(t)$, що оптимізуються, а також теоретичні (задані) криві цих же параметрів $p_{theor}(t)$ і $\omega_{theor}(t)$, обчислюємо в будь-який момент часу їх різницю, віднесену до $p(t)$ і $\omega(t)$, відповідно.

При цьому критерій оптимізації I визначається з виразу:

$$I_p = \int_0^{T_{t,p}} \frac{[p(t) - p_{theor}(t)]^2}{[p(t)]^2} dt, \quad (1)$$

$$I_\omega = \int_0^{T_{t,p}} \frac{[\omega(t) - \omega_{theor}(t)]^2}{[\omega(t)]^2} dt;$$

де $T_{t,p}$ – час перехідного процесу; $p(t)$, $\omega(t)$ – залежно кривих перехідного процесу, що визначаються від оптимізуються параметрів запобіжного клапана C_x , x_z і x_0 ; $p_{theor}(t)$, $\omega_{theor}(t)$ – теоретичні (задані) криві перехідного процесу.

В процесі оптимізації критерій I прагне до мінімального значення, а криві $p(t)$, $\omega(t)$ і $p_{theor}(t)$, $\omega_{theor}(t)$, що відображають процес розгону - зближуються. Як заданої траєкторії для кривих $p_{theor}(t)$ і $\omega_{theor}(t)$ при роботі мехатронної системи розглянемо експоненту:

$$p_{theor}(t) = p_0 \cdot \left[1 - e^{-\frac{t}{T}} \right] = 20,9 \cdot \left[1 - e^{-\frac{t}{0,035}} \right], \quad (2)$$

$$\omega_{theor}(t) = \omega_0 \cdot \left[1 - e^{-\frac{t}{T}} \right] = 70 \cdot \left[1 - e^{-\frac{t}{0,85}} \right];$$

де T – постійна часу; p_0 , ω_0 – задані значення тиску і кутової швидкості в процесі розгону, відповідно.

При оптимізації параметрів, що характеризують процес зміни тиску і кутової швидкості при розгоні гідроприводу мехатронної системи, сформульовані наступні початкові умови:

- значення тиску не повинно перевищувати максимального значення робочого тиску планетарного гідромотора $p_{max} = 21$ МПа;
- величина піків тиску при пуску не повинна перевищувати 32МПа;
- час розгону системи (до закриття запобіжного клапана) не

повинен перевищувати двох секунд ($T_{t,p} = 2$ с);

- вихідні значення параметрів запобіжного клапана, що оптимізуються є: $C_x = 200$ Н / см, $x_z = 0,53$ см і $x_0 = 0,125$ см.

При розробці моделі для оптимізації вихідних характеристик мехатронної системи за основу приймаємо математичну модель мехатронної системи з планетарним гідромотором [8], реалізовану за допомогою пакета імітаційного моделювання Vissim та виражену структурно-функціональною схемою (рис. 1).

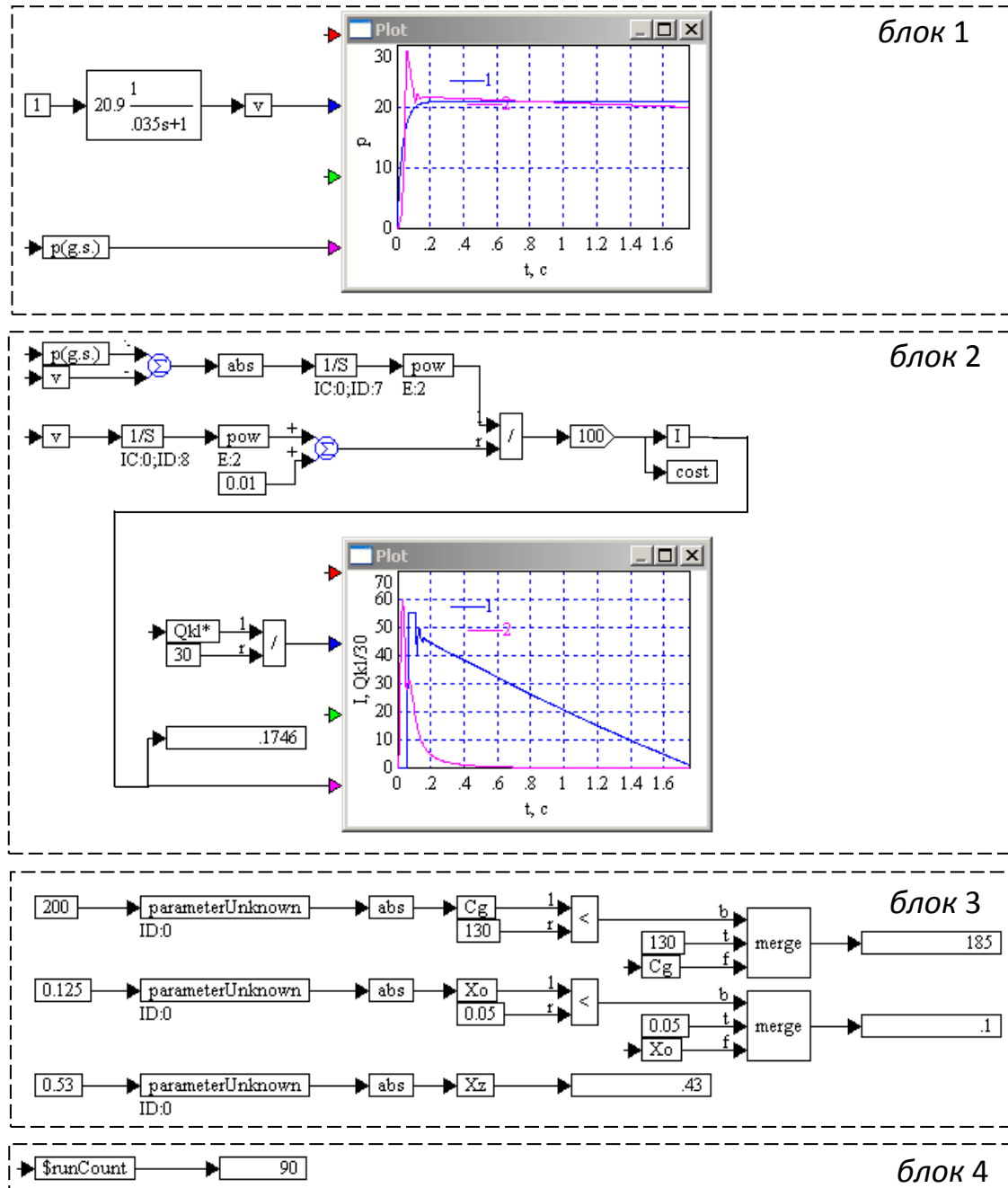


Рис. 1. Структурно-функціональна схема оптимізації вихідних характеристик мехатронної системи з планетарним гідромотором

Для виконання оптимізації запропоновані математична модель та структурно-функціональна схема мехатронної системи (рис. 1) доповнені виразами, що дозволяють визначити критерій оптимальності (1) і траєкторію заданої теоретичної кривої (2).

Блок 1 відображає пуск мехатронної системи, де крива 1 змінюється за експоненціальним законом, а крива 2 характеризує зміну тиску $p(t)$ (кутової швидкості $\omega(t)$) в мехатронній системі (рис. 1) при варіюванні параметрів, що оптимізуються. Блок 2 дозволяє визначити критерій оптимізації I , який прагне до мінімуму. Блок 3 дозволяє варіювати параметрами оптимізації. Кількість ітерацій відображено блоком 4.

Обґрунтування методу оптимізації. Стандартний пакет імітаційного моделювання Vissim дозволяє виконувати оптимізацію трьома методами Powell, Polac Ribiere, Fletcher Reeves. Результати настройки параметрів запобіжного клапана (C_x , x_0 і x_z) при оптимізації вихідних характеристик гідравлічної мехатронної системи активного робочого органу мобільної сільськогосподарської машини і критерій оптимізації I наведені в табл. 1.

Таблиця 1 – Результати настройки параметрів запобіжного клапана при оптимізації різними методами

Показники	Методи оптимізації					
	Powell		Polac Ribiere		Fletcher Reeves	
	p	ω	p	ω	p	ω
Кількість ітерацій	49	26	334	72	334	72
C_x	185	195	199,9	199,9	199,9	199,9
x_0	0,1	0,09	0,15	0,43	0,15	0,43
x_z	0,43	0,45	0,28	$5,7 \cdot 10^{-3}$	0,28	$5,7 \cdot 10^{-3}$
I	0,17	0,67	6,24	13,19	6,24	13,19

Аналіз отриманих результатів показує, що більш точні налаштування параметрів запобіжного клапана при оптимізації вихідних характеристик мехатронної системи отримані при використанні методу оптимізації – Powell; використання методів оптимізації Polac Ribiere і Fletcher Reeves недоцільно, так як дає велику похибку.

Оптимізація обраних параметрів мехатронної системи. Оптимізація параметрів елементів управління мехатронною системою передбачає визначення параметрів, що впливають на її вихідні характеристики, а також визначення вихідних характеристик при оптимальних значеннях параметрів елементів управління.

Аналіз наведених залежностей (рис. 2, а) показує, що при вихідних значеннях параметрів запобіжного клапана процес зміни тиску $p(t)$ (крива 2) значно відрізняється від заданого $p_{theor}(t)$ (крива 1). Закид тиску перевищує заданий на 15%, а значення тиску в процесі розгону перевищують задані на 24%.

Зазначені розбіжності (рис. 2, б) реальної $p(t)$ і заданої $p_{theor}(t)$ кривих тиску характерно представлені залежністю динаміки зміни критерію оптимізації $I_{p(t)}$ (крива 2). При цьому значення критерію оптимізації по тиску становить $I_{p(t)} = 9,12\%$.

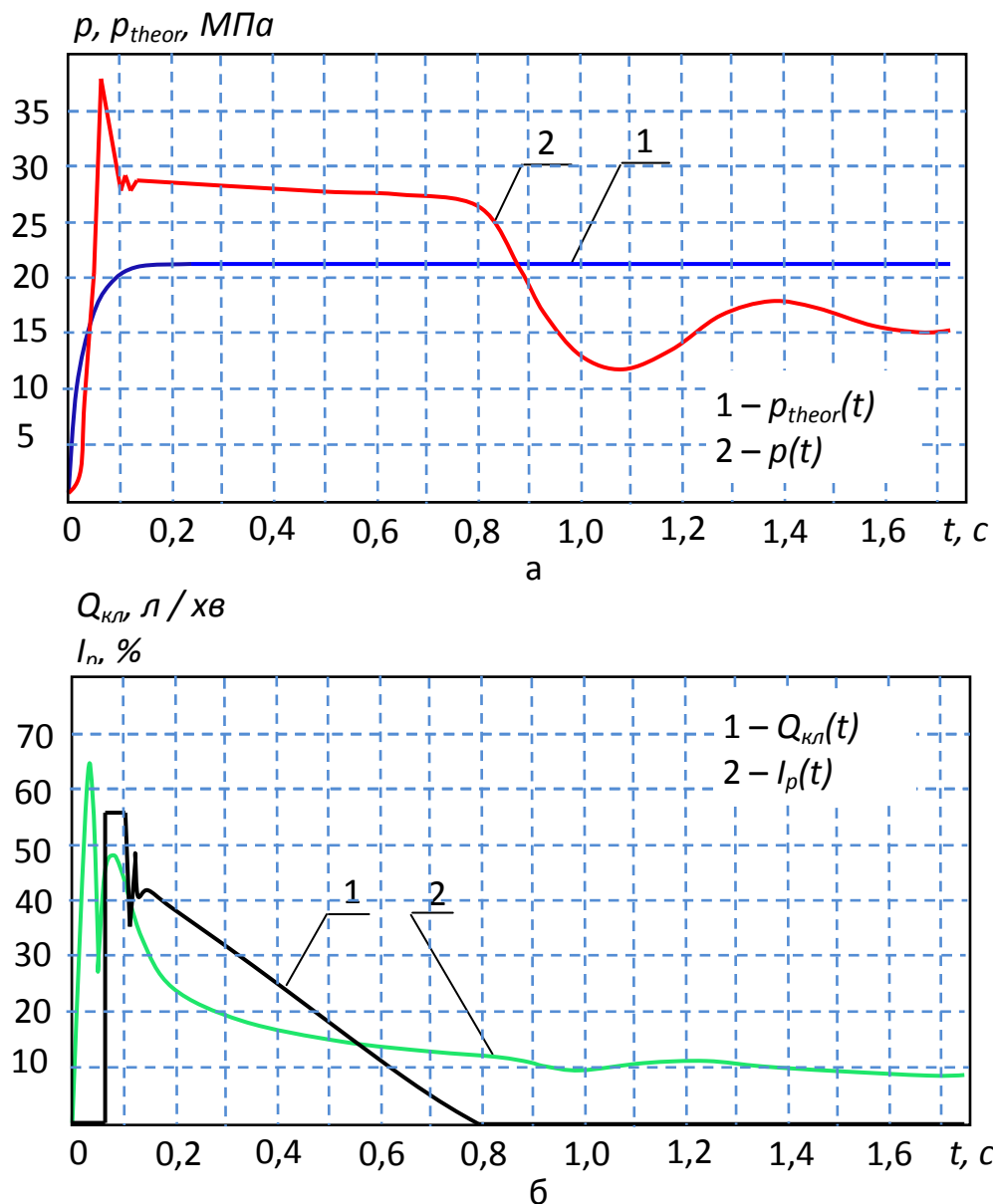


Рис. 2. Характеристика процесу розгону гідроприводу мехатронної системи при вихідних значеннях оптимізуються параметрів клапана $C_x = 200 \text{ Н/см}$, $x_z = 0,53 \text{ см}$, $x_0 = 0,125 \text{ см}$: а – зміна тиску; б – зміна критерію оптимізації по тиску

Необхідно відзначити (рис. 3, а) що зміна кутової швидкості $\omega(t)$ в процесі розгону (крива 2) також значно відрізняється від заданої $\omega_{theor}(t)$ (крива 1). Зазначені розбіжності (рис. 3, б) реальної $\omega(t)$ і заданої $\omega_{theor}(t)$ кривих зміни кутової швидкості представлені залежністю $I_{\omega(t)}$ (крива 2). При цьому значення критерію оптимізації по кутовій швидкості становить $I_{\omega(t)} = 2,83\%$.

Тривалість процесу розгону (рис. 2, б і рис. 3, б – криві 1) становить $T_{t,p} = 0,8$ с, що є досить прийнятним.

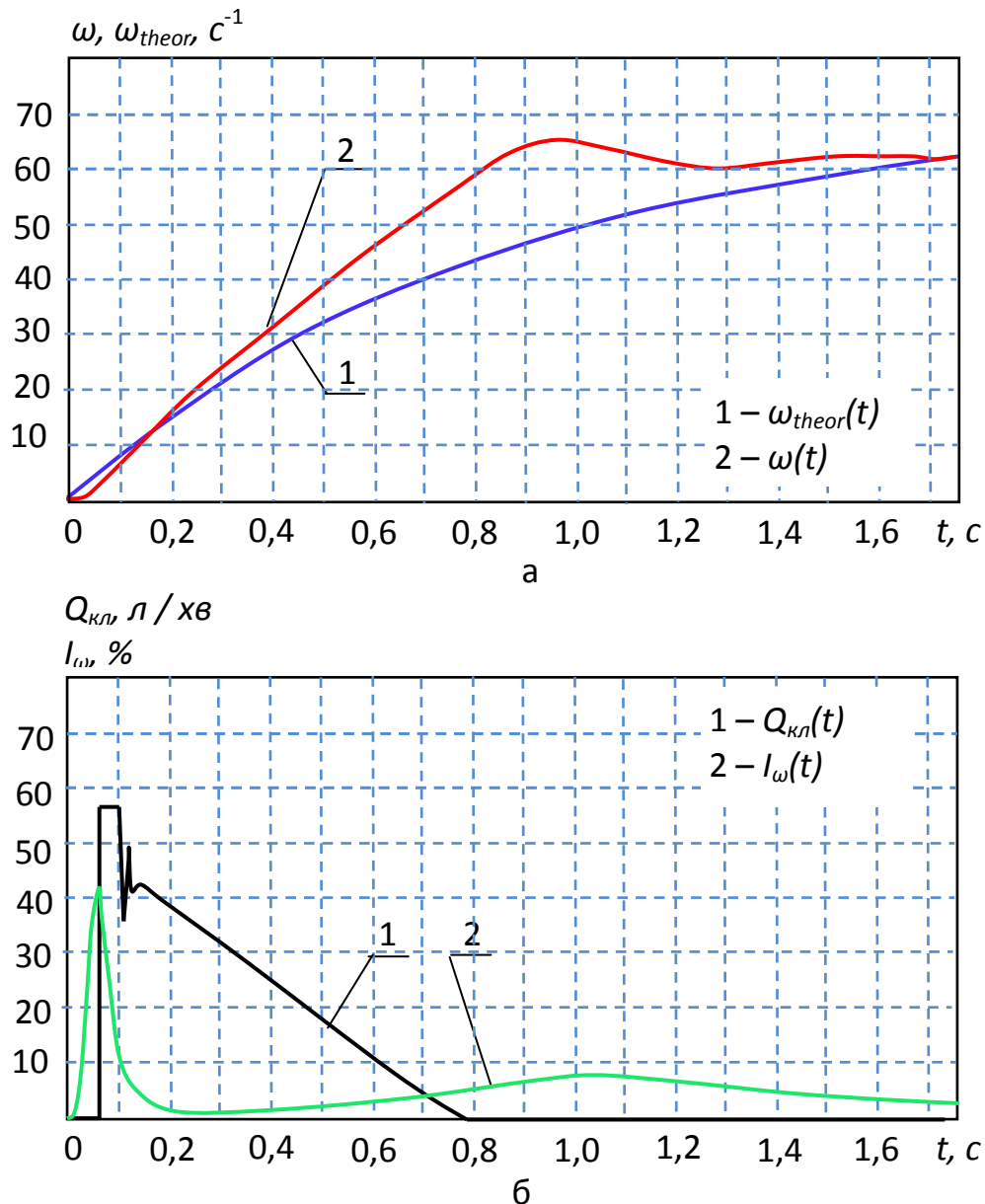


Рис. 3. Характеристика процесу розгону гідроприводу мехатронної системи при вихідних значеннях оптимізуються параметрів клапана $C_x = 200$ Н/см, $x_z = 0,53$ см, $x_0 = 0,125$ см: а – зміна кутової швидкості; б – зміна критерію оптимізації по кутовій швидкості

Аналіз наведених залежностей зміни тиску (рис. 4) та кутової

швидкості (рис. 5) при розгоні мехатронної системи показує, що при оптимізації параметрів запобіжного клапана (рис. 4, а) процес зміни тиску $p(t)$ в мехатронній системі (крива 2) практично не відрізняється від заданого $p_{theor}(t)$ (крива 1). При цьому закид тиску менше заданого на 6%, а значення тиску в процесі розгону не перевищують задані.

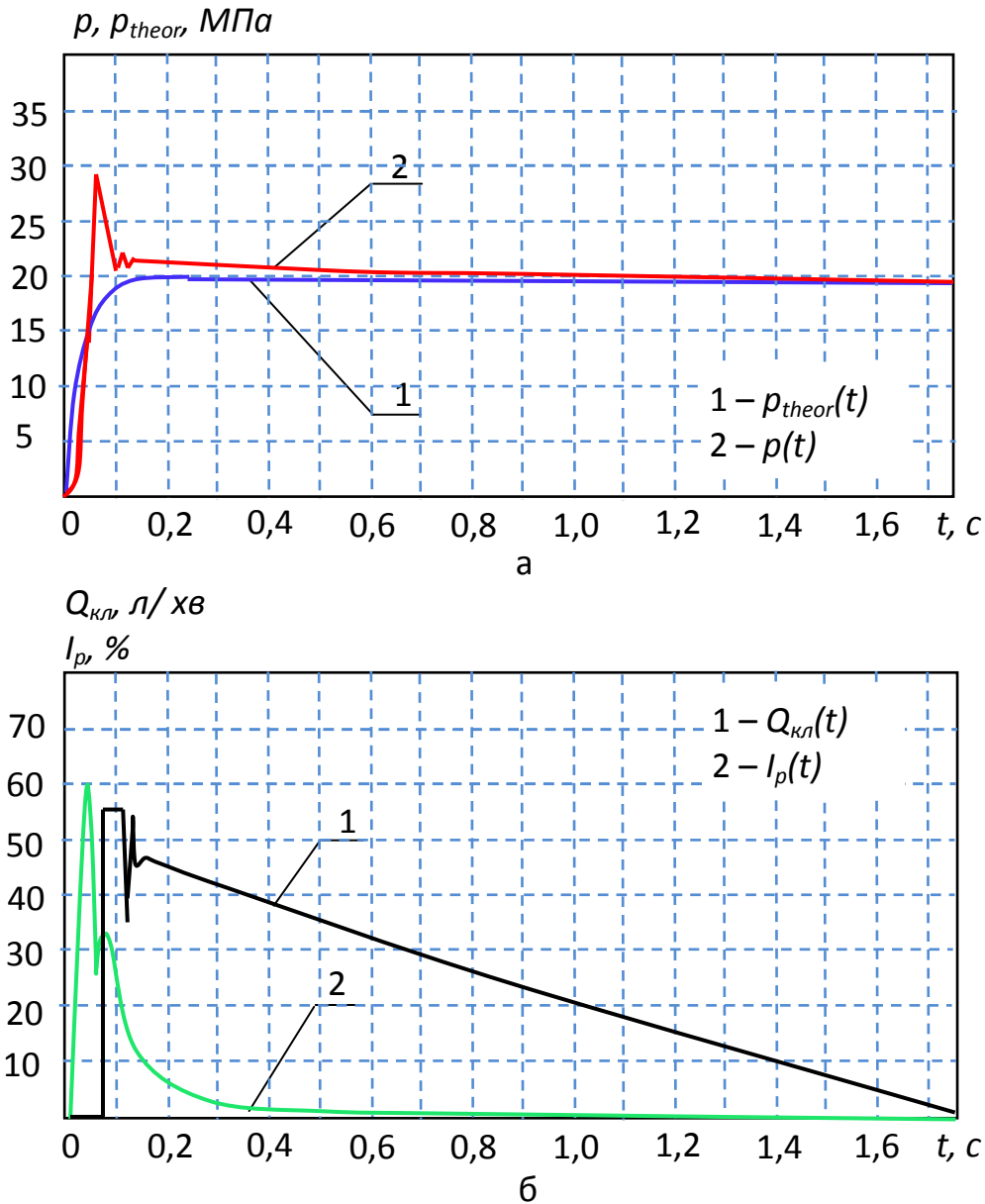


Рис. 4. Характеристика процесу розгону гідроприводу мехатронної системи після оптимізації параметрів запобіжного клапана:
а – зміна тиску; б – зміна критерію оптимізації по тиску при
 $C_x = 185 \text{ Н/см}$, $x_z = 0,43 \text{ см}$, $x_0 = 0,1 \text{ см}$;

Незначні розбіжності (рис. 4, б) реальної $p(t)$ і заданої $p_{theor}(t)$ кривих тиску представлені залежністю $I_{p(t)}$ (крива 2). При цьому значення критерію оптимізації по тиску становить $I_p = 0,17\%$.

Необхідно відзначити (рис. 5, а), що зміна кутової швидкості $\omega(t)$ в процесі розгону (крива 2) вже не надто різниться від заданої $\omega_{theor}(t)$ (крива 1). Зазначені розбіжності $\omega(t)$ і $\omega_{theor}(t)$ представлені залежністю (рис. 5, б) динаміки зміни $I_{\omega(t)}$ (крива 2). При цьому значення критерію оптимізації по кутовій швидкості становить $I_{\omega} = 0,67\%$.

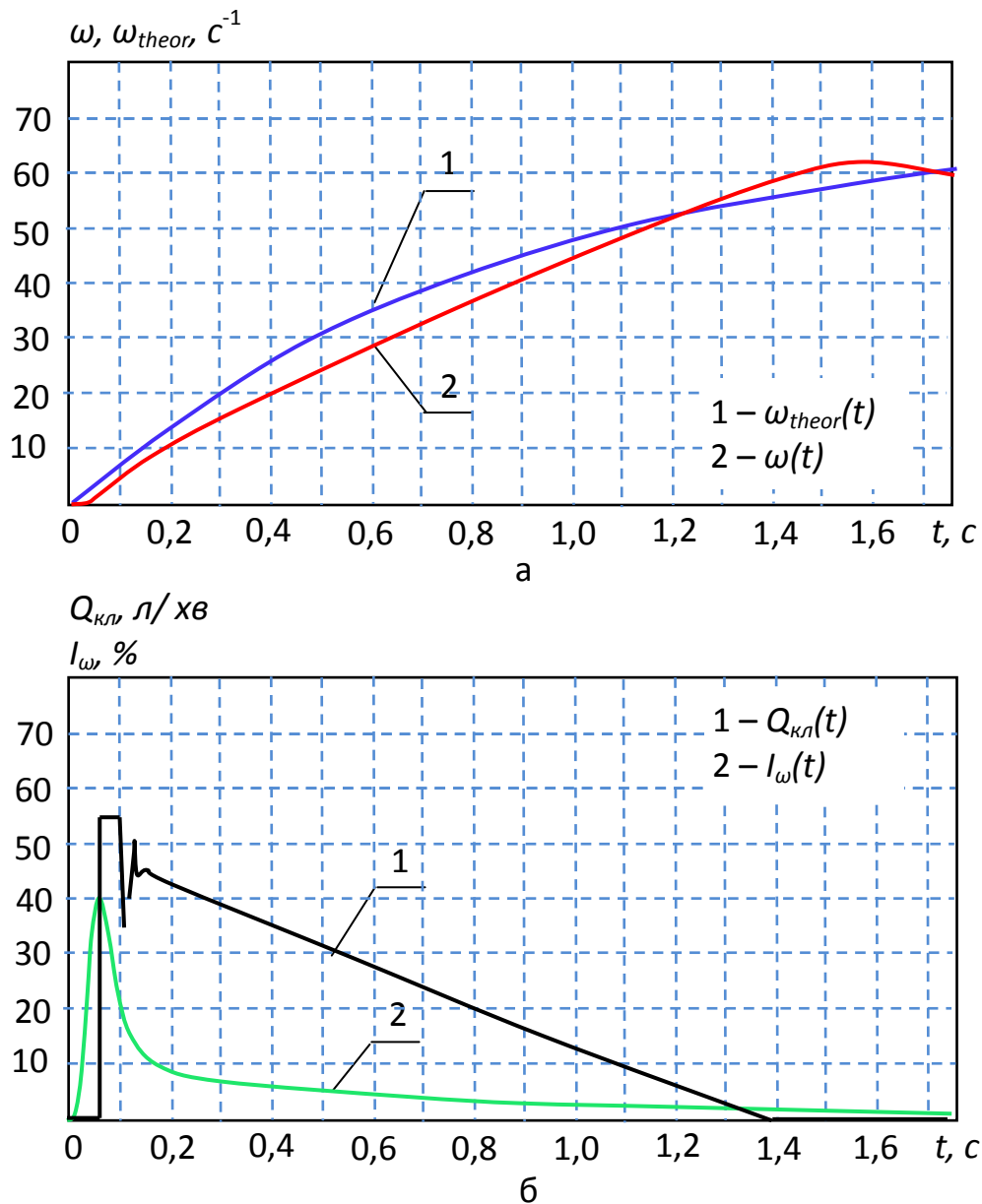


Рис. 5. Характеристика процесу розгону гідроприводу мехатронної системи після оптимізації параметрів запобіжного клапана:
а – зміна кутової швидкості; б – зміна критерію оптимізації по кутовій швидкості при $C_x = 195\text{Н/см}$, $x_z = 0,45\text{см}$, $x_0 = 0,09\text{см}$

Тривалість процесу розгону (рис. 4, б і рис. 5, б – криві 1) тепер

різна та становить для тиску $T_{t,p} = 1,75$ с і для кутової швидкості $T_{t,\omega} = 1,39$ с, відповідно.

Аналіз результатів оптимізації. В результаті проведених досліджень встановлено, що оптимальні настройки запобіжного клапана забезпечують відхилення значень $p(t)$ від $p_{theor}(t)$ при розгоні гідроприводу $I_p = 0,17\%$ та $\omega(t)$ від $\omega_{theor}(t)$ складають $I_\omega = 0,67\%$.

З метою встановлення найкращого оптимуму був проведений ще один віртуальний експеримент по визначенню зміни вихідних параметрів мехатронної системи з гідравлічним приводом.

Аналіз наведених залежностей (рис. 6, а) показує, що при оптимізації параметрів запобіжного клапана процес зміни $p(t)$ (крива 2) частково відрізняється від заданого $p_{theor}(t)$ (крива 1). При цьому відхилення тиску в процесі розгону незначне до 7%.

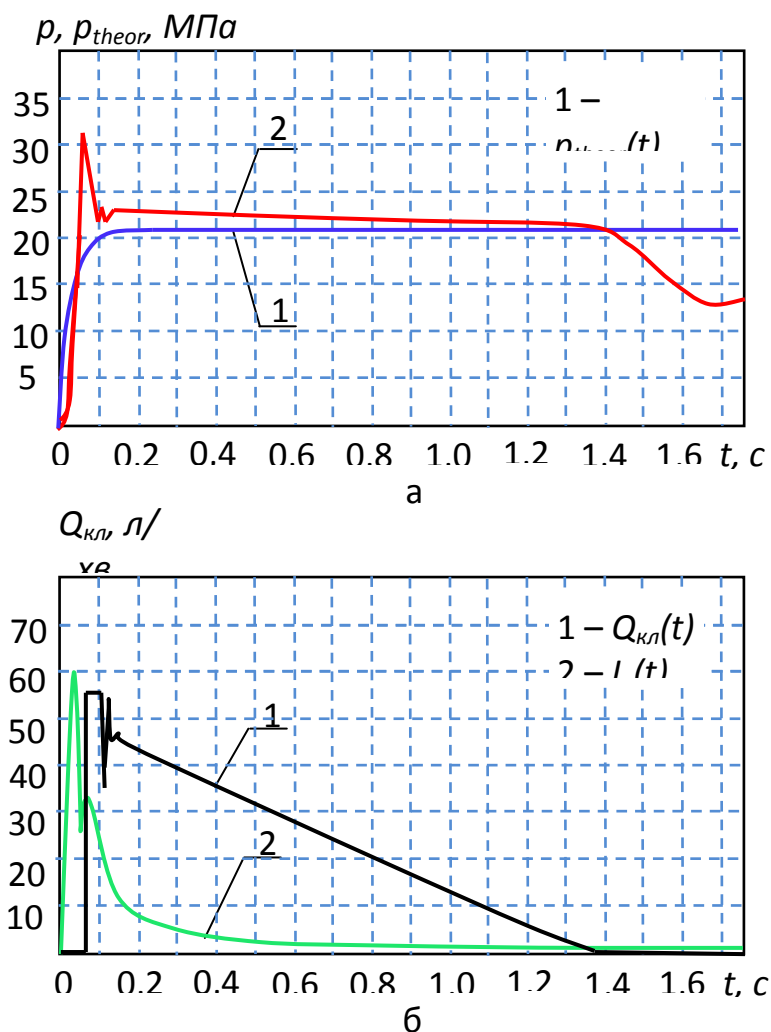


Рис. 6. Характеристика процесу розгону гідроприводу мехатронної системи: а – зміна тиску; б – зміна критерію оптимізації по тиску при значеннях параметрів запобіжного клапана $C_x = 195$ Н/см, $x_z = 0,45$ см, $x_0 = 0,09$ см

Незначні розбіжності (рис. 6, б) реальної $p(t)$ і заданої $p_{theor}(t)$

кривих тиску представлені залежністю динаміки зміни $I_{p(t)}$ (крива 2). При цьому значення критерію оптимізації по тиску становить $I_p = 1,45\%$.

Необхідно відзначити (рис. 7, а), що зміна кутової швидкості $\omega(t)$ в процесі розгону (крива 1) значно відрізняється від заданої $\omega_{theor}(t)$ (крива 2). Зазначені розбіжності реальної $\omega(t)$ і заданої $\omega_{theor}(t)$ кривих зміни кутової швидкості (рис. 7, б) представлені залежністю $I_{\omega(t)}$ (крива 2). При цьому значення критерію оптимізації становить $I_{\omega} = 3,11\%$.

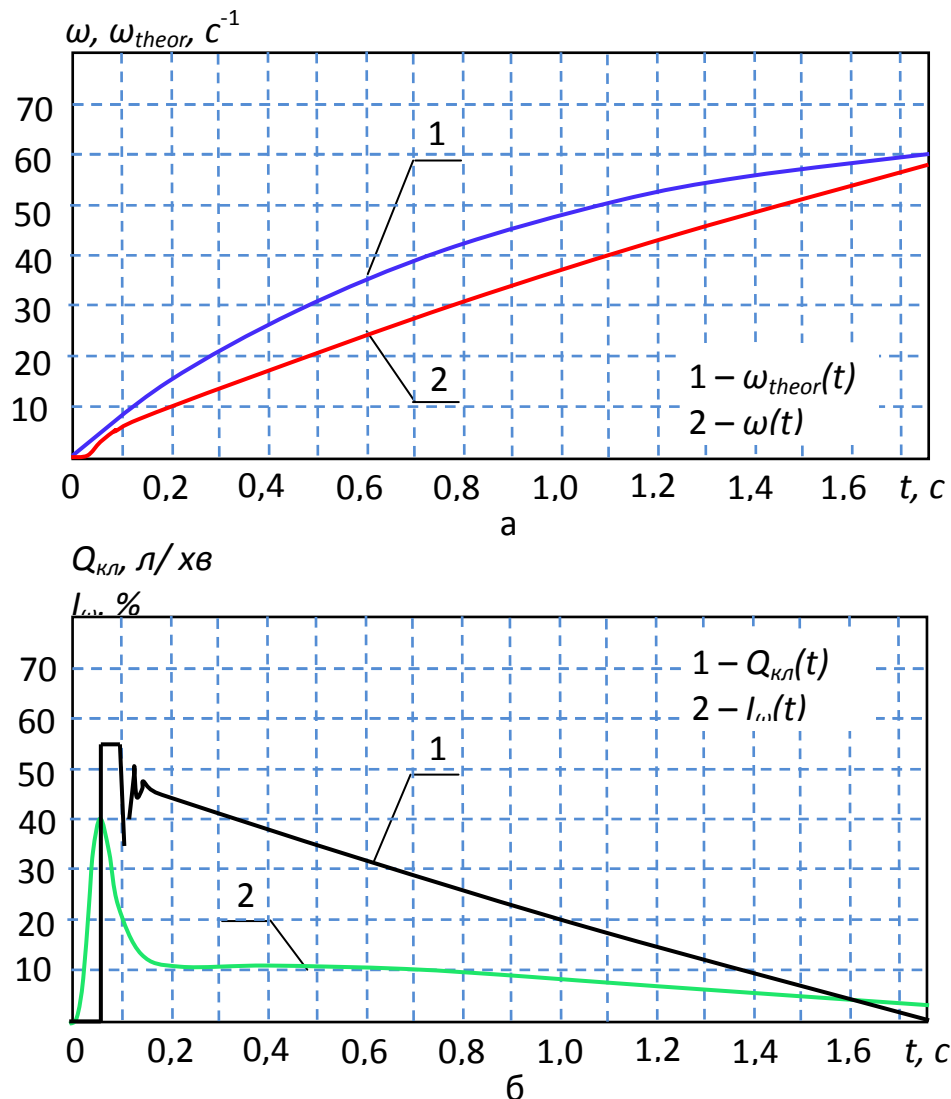


Рис. 7. Характеристика процесу розгону гідроприводу мехатронної системи: а – зміна кутової швидкості; б – зміна критерію оптимізації по кутовий швидкості при $C_x = 185 \text{ Н/см}$, $x_z = 0,43 \text{ см}$, $x_0 = 0,1 \text{ см}$

Тривалість процесу розгону (рис. 6, б і рис. 7, б – криві 1) також різна і становить для тиску $T_{t,p} = 1,39 \text{ с}$, для кутової швидкості $T_{t,\omega} =$

1,75 с, відповідно.

В результаті проведених досліджень, можна зробити наступні твердження, що оптимальні настройки запобіжного клапана: $C_x = 185$ Н/см, $x_z = 0,43$ см, $x_0 = 0,1$ см забезпечують відхилення зміни тиску $p(t)$ в мехатронній системі з гідравлічним приводом активних робочих органів самохідної техніки від заданих $p_{theor}(t)$ з похибкою $I_p = 0,17\%$. Відхилення значень кутової швидкості $\omega(t)$ від заданих $\omega_{theor}(t)$ з похибкою $I_\omega = 0,67\%$ забезпечені настройками запобіжного клапана: $C_x = 195$ Н/см, $x_z = 0,45$ см, $x_0 = 0,09$ см.

Висновки. В результаті проведених досліджень розроблена методика з елементами багатокритеріальної оптимізації, що дозволяє проектувати гідравлічну мехатронну систему з заданими вихідними характеристиками. Обґрунтовано параметри оптимізації елементів управління мехатронною системою з гідравлічним приводом активних робочих органів самохідної техніки.

Аналіз критеріїв оптимізації показує, що оптимальні параметри налаштування запобіжного клапана, забезпечують відхилення зміни тиску з похибкою 0,17% і кутової швидкості – 0,67% від заданих. Для тиску оптимальні параметри налаштування запобіжного клапана становлять: $C_x = 185$ Н/см, $x_z = 0,43$ см, $x_0 = 0,1$ см, а для кутової швидкості – $C_x = 195$ Н/см, $x_z = 0,45$ см, $x_0 = 0,09$ см.

Список використаних джерел:

1. Панченко А. І. Гідромашини для приводу активних робочих органів та ходових систем мобільної сільськогосподарської техніки. *Техніка АПК*. 2006. № 3. С. 11-13.
2. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Конструктивные особенности планетарных гидромоторов серии PRG. *Вісник НТУ «ХПІ». Сер. Гідравлічні машини та гідроагрегати*. 2018. № 17 (1293). С. 88-95.
3. Stryczek J., Bednarczyk S., Biernack K. Strength analysis of the polyoxymethylene cycloidal gears of the gerotor pump. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*. 2014. Vol. 14, № 4. P. 647–660. DOI: 10.1016/j.acme.2013.12.005.
4. Stryczek J., Bednarczyk S., Biernack K. Gerotor pump with POM gears: Design, production technology, research. *Archives of Civil and Mechanical Engineerin*. 2014. Vol. 14, № 3. P. 391–397. DOI: 10.1016/j.acme.2013.12.008.
5. The Influence of the form Error after Rotor Manufacturing on the Output Characteristics of an Orbital Hydraulic Motor / A. Panchenko, A. Voloshina, I. Milaeva, I. Panchenko, O. Titova. *International Journal of Engineering and Technology*. 2018. Vol. 7, № 4.3. P. 1–5. DOI: 10.14419/ijet.v7i4.3.19542.

6. Development of the universal model of mechatronic system with a hydraulic drive / A. Panchenko, A. Voloshina, S. Kiurchev et al. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018. Vol. 4, № 7 (94). P. 51–60. DOI: 10.15587/1729-4061.2018.139577.

7. Панченко А. И., Волошина А. А. Планетарно-роторные гидромоторы. Расчет и проектирование: монография. Мелитополь: Люкс, 2016. 236 с.

8. Justification of the Kinematic Diagrams for the Distribution System of a Planetary Hydraulic Motor / A. Voloshina, A. Panchenko, O. Boltyansky, I. Panchenko, O. Titova. *International Journal of Engineering and Technology*. 2018. Vol. 7, № 4.3. P. 6–11. DOI: 10.14419/ijet.v7i4.3.19544.

9. Designing the flow-through parts of distribution systems for the PRG series planetary hydraulic motors / A. Panchenko, A. Voloshina, O. Boltyansky et al. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018. Vol. 3, № 1 (93). P. 67–77. DOI: 10.15587/1729-4061.2018.132504.

10. Voloshina A., Panchenko A., Boltyansky O., Titova O. Improvement of Manufacture Workability for Distribution Systems of Planetary Hydraulic Machines. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham. 2019. P. 732-741. DOI: 10.1007/978-3-030-22365-6_73.

11. Gamez-Montero P., Codina E., Castilla R. A Review of Gerotor Technology in Hydraulic Machines. *Energies*. 2019. Vol. 12. 2423. DOI: 10.3390/en12122423.

12. Rogovyi A. Energy performances of the vortex chamber supercharger. *Energy*. 2018. Vol. 163. P. 52–60. DOI: 10.1088/1757-899X/233/1/012011.

13. Rogovyi A., Khovansky S. Application of the similarity theory for vortex chamber superchargers. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. 2017. Vol. 233. 012011. DOI: 10.1088/1757-899X/233/1/012011.

14. Increasing of equipment efficiency by intensification of technological processes, *Periodica Polytechnica* / A. Fesenko et al. *Mechanical Engineering*. 2019. Vol. 63, № 1. P. 67–73. DOI: 10.3311/PPme.13198.

15. The Wall Erosion in a Vortex Chamber Supercharger Due to Pumping Abrasive Mediums / A. Rogovyi et al. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham. 2019. P. 682-691. DOI: 10.1007/978-3-030-22365-6_68.

16. Application of artificial neural network for identification of bearing stiffness characteristics in rotor dynamics analysis / I. Pavlenko et al. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham. 2019. P. 325–335. DOI: 10.1007/978-3-319-93587-4_34.

17. Pavlenko I. V., Simonovskiy V. I., Demianenko M. M. Dynamic analysis of centrifugal machine rotors supported on ball bearings by combined using 3D and beam finite element models. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2017. Vol. 233. 012053. DOI: 10.1088/1757-899X/233/1/012053.

18. Devising an engineering procedure for calculating the ductility of a roller bearing under a no-central radial load / A. Gaydamaka et al. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. Vol. 3, № 7 (99). P. 6–10. DOI: 10.15587/1729-4061.2019.168145.

19. Altare G., Rundo M. Computational Fluid Dynamics Analysis of Gerotor Lubricating Pumps at High-Speed: Geometric Features Influencing the Filling Capability. *Journal of Fluids Engineering*. 2016. Vol. 38 (11). FE-15-1757. DOI: 10.1115/1.4033675.

20. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А. Надійність конструкції роторів планетарного гідромотора. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2020. Вип. 20, т. 2. С. 23-35. DOI:10.31388/2078-0877-20-2-23-35.

21. Панченко А. И. Математическая модель гидроагрегата с планетарным гидромотором. *Промислова гідравліка і пневматика*. 2005. № 4 (10). С. 102-112.

22. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Модель гідравлічного приводу мехатронної системи. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2018. Вип. 18, т. 2. С. 59-83.

23. Hsieh C. Flow Characteristics of Gerotor Pumps With Novel Variable Clearance Designs. *Journal of Fluids Engineering*. 2015. Vol. 137 (4). FE-14-1137. DOI: 10.1115/1.4029274.

24. Лурье З. Я., Цента Е. Н., Панченко А. И. Динамика двухмерной системы управления мехатронного гидроагрегата с навесным оборудованием трактора. *Промислова гідравліка і пневматика*, 2017. № 3 (10). С. 29-46.

25. Панченко А. И. Способы распределения рабочей жидкости в планетарных гидромашинах. *Вісник НТУ «ХПІ». Сер. Гідравлічні машини та гідроагрегати*. 2016. № 20 (1192). С. 46-52.

26. Панченко А. И., Волошина А. А., Засядько А. І. Вплив конструктивних особливостей торцевої розподільної системи на функціональні параметри планетарного гідромотора. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*.

Мелітополь, 2017. Вип. 17, т. 3. С. 33-50.

27. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А., Засядько А. И. Поліпшення вихідних характеристик планетарних гідромашин. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2019. Вип. 19, т. 2. С. 68-85.

28. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А. Обгрунтування геометричних параметрів розподільних систем планетарних гідромашин. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2020. Вип. 20, т. 1. С. 82-92. DOI:10.31388/2078-0877-20-1-82-92.

29. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Обгрунтування кінематичних схем розподільних систем гідромашин планетарного типу. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2018. Вип. 18, т. 2. С. 30-49.

30. Van de Ven J. D. On Fluid Compressibility in Switch-Mode Hydraulic Circuits. Part I: Modeling and Analysis. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. 2012. Vol. 135 (2). 021013-021013-13. DOI: 10.1115/1.4023062.

31. Van de Ven J. D. On Fluid Compressibility in Switch-Mode Hydraulic Circuits. Part II: Experimental Results. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. 2012. Vol. 135 (2). 021014-021014-7. DOI: 10.1115/1.4023063.

32. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Особенности моделирования рабочих процессов, происходящих в гидравлической системе насос-клапан-гидровращатель. *Науковий вісник ТДАТУ*. Мелітополь, 2016. Вип. 6, т. 1. С. 63-79.

33. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Оценка адекватности математической модели планетарного гидромотора в составе гидроагрегата. *Промислова гідравліка і пневматика*. 2018. № 1 (59). С. 55-71.

34. Karpus V. E., Ivanov V. A. Choice of the optimal configuration of modular reusable fixtures. *Russian Engineering Research*. 2012. Vol. 32, № 3. P. 213–219. DOI: 10.3103/S1068798X12030124.

35. Appliance of inertial gas-dynamic separation of gas-dispersion flows in the curvilinear convergent-divergent channels for compressor equipment reliability improvement / O. O. Liaposhchenko et al. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2017. Vol. 233. 012025. DOI: 10.1088/1757-899X/233/1/012025.

36. Syomin D., Rogovyi A. Features of a working process and characteristics of irrotational centrifugal pumps. *Procedia Engineering*. 2012. Vol. 39. P. 231–237. DOI: 10.1016/j.proeng.2012.07.029.

37. Strutinsky V. B., Kolot O. V. Simulation mathematical modeling of dissipative characteristics of hydromechanical systems, *Industrial Hydraulics and Pneumatics*. 2003. Vol. 2. P. 63–68.

ПРОЕКТУВАННЯ МЕХАТРОННИХ СИСТЕМ З ЗАДАНИМИ ВИХІДНИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Волошин А.А.

Анотація

При проектуванні мехатронних систем, велика увага приділяється забезпеченню заданих вихідних характеристик виконавчих механізмів проектованої системи. Розроблено методику проектування гідравлічних мехатронних систем з елементами багатокритеріальної оптимізації, що дозволяє проектувати мехатронні системи з заданими вихідними характеристиками. Обґрунтовано параметри оптимізації елементів управління мехатронною системою з гідравлічним приводом активних робочих органів самохідної техніки. В результаті проведених досліджень встановлено оптимальні параметри налаштування запобіжного клапана мехатронної системи, що забезпечують відхилення зміни тиску і кутової швидкості виконавчих механізмів від заданих з похибкою 0,17% і 0,67% відповідно.

Ключові слова: мехатронна система, планетарний гідромотор, вихідні характеристики, критерій оптимізації, інтегрально-квадратична оцінка.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАТРОННЫХ СИСТЕМ С ЗАДАНЫМИ ВЫХОДНЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А., Волошин А.А.

Аннотация

При проектировании мехатронных систем, большое внимание уделяется обеспечению заданных выходных характеристик исполнительных механизмов проектируемой системы. Разработана методика проектирования гидравлических мехатронных систем с элементами многокритериальной оптимизации, позволяющая проектировать мехатронную систему с заданными выходными характеристиками. Обоснованы параметры оптимизации элементов управления мехатронной системой с гидравлическим приводом активных рабочих органов самоходной техники. В результате проведенных исследований установлены оптимальные параметры настройки предохранительного клапана мехатронной системы, обеспечивающие отклонения изменения давления и угловой скорости исполнительных механизмов от заданных с погрешностью 0,17% и 0,67% соответственно.

Ключевые слова: мехатронная система, планетарный гидромотор, выходные характеристики, критерий оптимизации, интегрально-квадратичная оценка.

DESIGN OF MECHATRONIC SYSTEMS WITH GIVEN OUTPUT CHARACTERISTICS

A. Panchenko, A. Voloshina, I. Panchenko, A. Voloshin

Summary

Modern trends to expand the field of application of mechatronic systems with a hydraulic drive of active working bodies of self-propelled vehicles require the development of new approaches to solving the problem of improving the output characteristics of hydraulic drives of mechatronic systems with rotary hydraulic machines. It has been established that orbital and planetary hydraulic motors are most widely used to drive active working bodies and propelled systems of self-propelled vehicles. It should be noted that in previous studies not enough attention was paid to the issues of calculating and designing elements of mechatronic systems with given output characteristics, the proposed mathematical models did not cover all the units of the hydraulic motor and their interconnections, and the introduced number of assumptions to simplify the calculations reduced the accuracy of the obtained indicators.

When designing mechatronic systems, much attention is paid to ensuring the specified output characteristics of the actuators of the designed system. A method for designing hydraulic mechatronic systems with elements of multicriteria optimization has been developed, which makes it possible to design a mechatronic system with specified output characteristics. The parameters of optimization of control elements of the mechatronic system with a hydraulic drive of the active working bodies of self-propelled equipment are substantiated.

This technique involves five stages: the choice of the parameters of the mechatronic system that affect its output characteristics; justification of the optimized parameters of control elements; development of a model of a mechatronic system with the possibility of optimizing its output characteristics; optimization of the selected parameters of the mechatronic system; analysis of optimization results. The parameters of optimization of control elements of a mechatronic system with a hydraulic drive for active working bodies and propelled systems of self-propelled vehicles are substantiated.

As a result of the research, the optimal settings for the mechatronic system safety valve were established, which ensure the deviations of the pressure and angular velocity of the actuators from the specified ones with an error of 0.17% and 0.67%, respectively.

Key words: mechatronic system, planetary hydraulic motor, output characteristics, optimization criterion, integral quadratic evaluation.

УДК 631. 362

DOI: 10.31388/2078-0877-2020-20-4-36-45

АНАЛІЗ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ДІЕЛЕКТРИЧНОГО СЕПАРАТОРА НАСІННЯ

Кюрчев С. В., д.т.н.,

ORCID: 0000-0001-6512-8118

Шокарев О. М., к.т.н.,

ORCID: 0000-0001-8646-4524

Шокарев О. О., інженер,

Таврійський Державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного

e-mail: tsst@tsatu.edu.ua

Постановка проблеми. При сепарації насіння масляничних культур на стаціонарному пункті використовується пневмостіл типу ПСС-2.5.

На підставі проведених теоретичних та практичних досліджень планується використовувати аеродинамічний сепаратор з діелектричною навиткою. Передбачається, що насіння постачається з бункера живильником через патрубок введення у аеродинамічний вертикальний канал з діелектричною навиткою.

При падінні насіння всередині каналу під дією сили тяжіння, назустріч їм всмоктується повітряний потік та діє електричне поле, що створюється діелектричною навиткою, розміщеною на зовнішній поверхні цього каналу, виконаного з пластмаси.

В результаті взаємодії аеродинамічних та електричних сил, відбувається розщеплення вертикальної траєкторії руху насінин, з подальшим їх перерозподілом по фракціям пито-важких насінин та пито-легких.

Для обґрунтування економічної доцільності впровадження запропонованого сепаратора необхідно провести аналіз економічної ефективності з метою підтвердження результатів теоретичних та практичних досліджень.

Формулювання цілей статті, (постановка завдання). Дана стаття присвячена обґрунтуванню економічної доцільності використання сепаратора з діелектричною навиткою, а саме проведеному аналізу собівартості виготовлення запропонованого сепаратора та аналізу економічних показників використання сепаратора насіння.

Аналіз останніх досліджень. Вітчизняні вчені П. А. Шабанов, Б. І. Котов та інші розробляли та досліджували засоби сепарації насіння в повітряних потоках [2,4], але без використання електричного поля.

Електростатичні очисники насіння використовують відмінності в електричних характеристиках насіння і виконують багатоцільову сепарацію, яку не виконує звичайне обладнання для очищення насіння[3].

Ступінь сепарації залежить від відносної здібності насіння проводити електричний струм або тримати поверхневий заряд суміші.

Основна частина. Розроблена та виготовлена експериментальна установка запропонованого сепаратора насіння з діелектричним каналом.

Рама установки виготовлена з металевого профілю різної конфігурації.

Основою установки є несуча рама, що складається з декількох частин, як показано на рис. 1.

Всі складові частини рами – 2, 3 та 4 з'єднуються поміж собою шпильками М10 з фіксуючими шайбами граверу та затягуються гайками з зусиллям 10-15 Н·м.

Перейдемо до більш детального опису конструкції запропонованого сепаратора насіння з діелектричним каналом.

Джерелом повітряного потоку сепаратора є осьовий вентилятор ВКОМ-315, що має заявлені параметри:

- Потужність, що споживається із мережі – 110 Вт.
- Частоту обертання – 1300 хв^{-1} .
- Кількість повітря за годину – 1700 м^3 .
- Приєднувальний діаметр вентилятора – 315мм.

Вентилятор ВКОМ 8 зафіксований на рамі сепаратору 3 за допомогою чотирьох болтів М10, що встановлені симетрично, з різних боків у місці контакту корпусу вентилятору з рамою (див. рис. 1.).

До вентилятору приєднаний вертикальний канал, що виготовлений з пластикової труби Ø200мм 6, що має довжину 1м.

На поверхні діелектричного каналу навито біфілярну навитку 10, за допомогою двох однодротових проводів, закріпленої на поверхні за допомогою термоклею та підключених до джерела живлення 11.

Порожнину між внутрішньою стороною вентилятора ВКОМ (Ø315мм) та зовнішньою поверхнею діелектричного каналу 6 заповнено поліуретановим ущільнювачем (піною).

Знизу рами, де закріплений вертикальний діелектричний канал сепаратор 3 (див. рис. 1) встановлені фіксуючі хомути 7, що з'єднується з рамою болтами М10 та містить попід собою діелектричний матеріал, що зменшує ємність між біфілярною навиткою діелектричного каналу та остовом рами сепаратора.

Рама вертикального діелектричного каналу 3 жорстко за допомогою шпильок М10 підключається з рамою бункеру сепаратора 2, а вони обидві з'єднуються з основною рамою сепаратора 4.

В нижній частині сепаратора, в місці випадання насіння з діелектричного каналу 6 розміщений поділювач фракції відсепарованого насіння 9, що може бути 2 або 3-ступеневим (відповідно на 2 або 3 фракції).

Секції поділення насіння на фракції виконуються у вигляді сталевих колін з труби, (подібними за конструкцією до колін повітряпроводів, що мають кут повороту 90°).

Коліна поділювачів фракцій розміщено на куті 90° по відношенню один до одного, а відповідно за допомогою отворів коліна проходять один крізь одного.

Найменше за діаметром коліно, що знаходиться всередині більшого за діаметром коліна відповідно утворює собою – поділювач для відбору найбільш біологічно цінного насіння - до фракції I.

Відповідно, коліна більшого діаметру слугують для відбору від сепарованого насіння фракцій II та III.

У верхній частині центральної частини вісі перерізу діелектричного вертикального каналу діаметром 200мм 4 розміщено патрубок введення насіння 9, виготовлений із кутника пластикової труби Ø50мм (труба для відведення води у сантехніці - 9 та 10).

Патрубок введення насіння встановлений із нахилом в бік скозання насіння, що потрапляє в нього із бункера 8 та доставляє насіння у місце введення (див. рис. 1).

Пристрій подачі насіння із бункеру – живильник бункера має регулювальну заслінку, що оперативно в процесі експлуатації має можливість за рахунок перекидання живого перерізу вихідного отвору бункеру 1 змінювати продуктивності постачання насіння (див. рис. 1).

При цьому, продуктивність вентилятора може бути змінена від 0 до 1700м³.

Працює аеродинамічний сепаратор насіння наступним чином - із бункера 8 насіння проходить живильник (що має регулювальну заслінку), звідки постачається крізь патрубок введення насіння 10 до кутника 9.

В результаті, насіння постачається строго по центру вертикальної вісі перерізу верхньої частини діелектричного аспіраційного каналу 4 із біфілярною навиткою 10 (див. рис. 1).

Осьовий вентилятор ВКОМ-315, що живиться від мережі 220В через регулятор продуктивності (частоти обертання РС-1-300) та закріплений в верхній частині діелектричного вертикального аспіраційного каналу сепаратору створює вертикальний потік повітря,

що направлений назустріч падаючим зверху насінинам, тобто повітряний потік рухається знизу наверх.

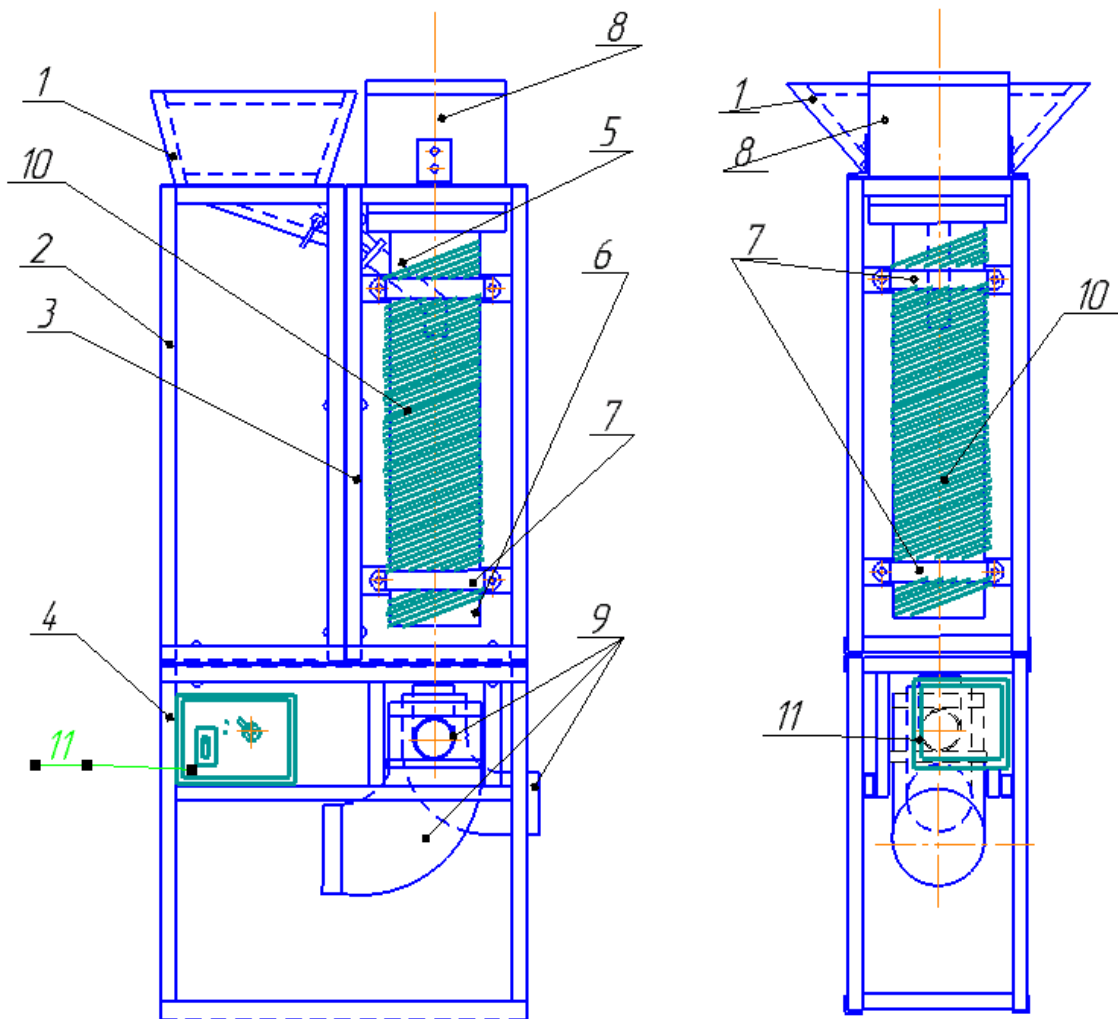


Рис. 1. Схема експериментальної установки аеродинамічного сепаратора насіння: 1 – бункер; 2 – кріплення бункера; 3 – рама діелектричного каналу; 4 – основна несуча рама; 5 – патрубок введення насіння; 6 – пластикова труба вертикального діелектричного каналу; 7 – нижнє кріплення діелектричного каналу; 8 – вентилятор ВКОМ; 9 – поділяючий пристрій відсепарованого насіння; 10 – біфілярна навитка діелектричного каналу; 11 – джерело високої напруги для біфілярної навитки.

Повітря, що пройшло всередині вертикально діелектричного каналу сепаратора, викидається в атмосферу з верхньої частини ВКОМ-315.

Насіння при падінні у зустрічному потоці повітря, а також при взаємодії із електричним полем (створеним біфілярною навиткою 10,

що живиться із джерела струму високої напруги 11, див рис. 1) розщеплюється та розсіється в залежності від питомої-маси.

Найбільш біологічне цінне, питома-важке насіння не змінює траєкторії свого падіння руху, тому потрапляє без практичного розсіяння в мінімальний за діаметром патрубку фракції I (див. рис. 1).

Питома-легке насіння має неідеальну форму поверхні, малу питому масу, в результаті чого потрапляє до фракцій II та III.

Проведемо розрахунок собівартості запропонованого сепаратора насіння за умови його виготовлення в умовах ремонтної майстерні середнього за розмірами фермського господарства.

Визначимо загальну собівартість виготовлення сепаратору запропонованого типу, скориставшись формулою:

$$C_{\text{сеп}} = C_{\text{мет}} + C_{\text{дод}} + C_{\text{АНО}} + C_{\text{прац}} + C_{\text{ел.енергії}}, \text{ грн.}, \quad (1)$$

де $C_{\text{мет}}$ - сумарна вартість металу, що йде на виготовлення рами та бункеру сепаратора, грн.;

$C_{\text{дод}}$ - сумарна вартість додаткових вузлів та матеріалів, що йдуть на виготовлення сепаратора та його комплектування, грн.;

$C_{\text{ано}}$ - сумарна вартість електродів АНО $\varnothing 4\text{мм}$ та $\varnothing 2\text{мм}$, витрачених на виготовлення рами та бункеру сепаратора, грн.;

$C_{\text{прац}}$ - сумарні витрати на платню робітникам, що зайняті при виготовленні сепаратору, грн.;

$C_{\text{ел.енергії}}$ - сумарні витрати на оплату електричної енергії, що споживається металообробними станками при виготовленні сепаратора, грн.

Стандартні вузли та деталі, що йдуть на виготовлення сепаратора:

- вентилятор осьовий типу Vents "VKOM 315" ($N=0.12\text{кВт}$);
- трансформатор ТА-285 бшт ($U_{\text{II}}=1\text{кВ}$);
- провід високовольтний 40м;
- щит електричний;
- вібродозатор для живильнику бункеру.

Розраховуємо загальну ціну додаткових стандартних вузлів, що йдуть на виготовлення сепаратору.

Розраховуємо оплату праці робітників, що виготовляють сепаратор, з урахуванням умов праці та діючих тарифів оплати.

Трудомісткість важких $T_{\text{в}}$, шкідливих $T_{\text{ш}}$ та нормальних $T_{\text{н}}$ робіт при виготовленні запропонованого сепаратору становить:

- нарізування металу для виготовлення рами та бункеру сепаратора $T_{\text{ш}}=5$ ч.-год.;
- зварювальні роботи $T_{\text{ш}}=7$ ч.-год.;
- роботи по свердленню $T_{\text{в}}=3$ ч.-год.;

- токарні та фрезерні роботи $T_B=1$ ч.-год.;
- роботи з монтажу сепаратору $T_H = 1.5$ ч.-год.;
- налагоджування та випробовування $T_H = 1.5$ ч.-год.

Визначаємо витрачену кількість електричної енергії, що йде на виготовлення одного сепаратору:

$$N_{\text{заг}} = N_{\text{св}} \cdot t_p + N_{\text{ріж}} \cdot t_p + N_{\text{ток-фрез}} \cdot t_p + N_{\text{звар}} \cdot t_p, \quad \text{кВт.-год}, \quad (2)$$

де $N_{\text{св}}$ - встановлена потужність свердлильного станка, 1.5кВт;

$N_{\text{ріж}}$ - встановлена потужність кутової шліфувальної машини, 2кВт;

$N_{\text{св}}$ - встановлена потужність токарного та фрезерного станків, 6кВт;

$N_{\text{св}}$ - встановлена потужність зварювального інвертору, 4кВт.

Дані розрахунку собівартості виготовлення запропонованого сепаратора заносимо в таблицю 1.

Розрахунок економічних показників використання запропонованого сепаратора насіння

Для визначення економічної ефективності, ми розраховали експлуатаційні витрати на підготовку насіння для сівби соняшнику в умовах середнього фермського господарства України із площею посівів соняшнику 200га.

Визначимо собівартість підготовки матеріалу для сівби соняшнику на площі у 200га., без урахування витрат на технічне обслуговування, що є однаковим для обох сепараторів:

$$C_{\text{сеп. экс.}} = C_{\text{ел}} + C_{\text{аморт}} + C_{\text{з.плат}}, \quad \text{грн.}, \quad (3)$$

де $C_{\text{ел}}$ - вартість електричної енергії, що споживає сепаратор для підготовки насіння для засіву 200га, грн.;

$C_{\text{аморт}}$ - витрати на амортизацію розробленого сепаратора за рік його експлуатації, грн.;

$C_{\text{з.плат}}$ - заробітна платня оператора установки, що буде виплачена за час підготовки насіння для сівби 200га соняшнику, у відповідності до 3 розряду тарифної сітки України, грн.

Розрахуємо річний економічний ефект, від використання розробленого сепаратора замість пневмостолу типу ПСС-2.5, при річній програмі роботи - засів 200га соняшнику, скориставшись формулою з ГОСТ 23728-88 "Техника сельскохозяйственная. Методы экономической оценки":

$$E_{\text{річ}} = V_{\text{річ}} \cdot (C_{\text{сеп.б}} - C_{\text{сеп.р}}), \text{ грн.}, \quad (4)$$

де - $V_{\text{річ}}$ - загальна маса насіння, що потрібно відсепарувати, щоб отримати потрібну масу пито-важкого насіння (вміст пито-важкого 25% від загальної маси), кг

$C_{\text{сеп.б}}$ - експлуатаційні витрати на підготовку насіння для сівби соняшнику за допомогою ПСС-2.5;

$C_{\text{сеп.р}}$ - експлуатаційні витрати на підготовку насіння для сівби соняшнику за допомогою піддослідного сепаратора.

За весь термін експлуатації (при щорічній програмі підготовки насіння по 200 га)

$$E_{\xi} = E_{\text{річ}} \cdot 5, \text{ грн.} \quad (5)$$

Відповідно термін окупності становить менше року.

Таблиця 1 – Техніко-економічні показники сепараторів

Сепаратор	ПСС-2.5	Піддослідний сепаратор
Вартість, грн.	90000	5446
Річна амортизація, грн.	13500.0	816.9
Продуктивність, кг/год.	2500	200
Вага насінин для сепарування, кг.	5200	5200
Час роботи, год.	2.08	26.0
Потужність двигуна, кВт	7.5	0.22
Витрати електроенергії, грн.	31.2	11.44
Заробітна плата оператора, грн.	23	287.82
Вартість підготовки насіння соняшнику на 200га при програмі 5200кг. за рік, грн.	13554.2	1116.16

Висновки. Аналіз економічної ефективності підтвердив результати теоретичних та практичних досліджень з обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів та впровадження запропонованого аеродинамічного сепаратора.

Впровадження аеродинамічного сепаратора насіння із діелектричним каналом дозволяє знизити вартість підготовки насіння соняшнику на 200га при програмі 5200кг. за рік більш ніж у 12 разів.

Термін окупності становить менше року.

Список використаних джерел:

1. Разработать технологические процессы и основные рабочие органы рисоуборочного комбайна и полевой уборочной машины, основанных на принципе обмолота растений на корню: отчет о НИР (заключительный) / МИМСХ; рук. темы П. А. Шабанов. № ГР02910041798. Мелитополь, 1990. 60 с.

2. Котов Б. І. Перспективи розвитку конструкцій зернонасіньоочисної техніки. *Конструювання, виробництво та експлуатація с.-г. машин*. Кіровоград, 2001. Вип. 31. С. 110-111.

3. Лавров И. М. Исследование процесса разделения зерновых смесей воздушным потоком при наложении электрического поля: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01. Челябинск, 1975. 27 с.

4. Тищенко Л. Н. К исследованию разделения фракций зерновой смеси при сепарировании на вертикальном цилиндрическом виброцентробежном решете. *Вибрации в технике и технологиях*. 2002. № 5(31). С. 40-43.

**АНАЛІЗ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ
ДІЕЛЕКТРИЧНОГО СЕПАРАТОРА НАСІННЯ****Кюрчев С. В., Шокарев О. М., Шокарев О. О.*****Анотація***

На підставі проведених теоретичних та практичних досліджень планується використовувати аеродинамічний сепаратор із діелектричною навиткою.

Передбачається, що насіння постачається з бункера живильником через патрубок введення у аеродинамічний вертикальний канал із діелектричною навиткою. В результаті взаємодії аеродинамічних та електричних сил, відбувається розщеплення вертикальної траєкторії руху насінин, із подальшим їх перерозподілом по фракціям пито-важких насінин та пито-легких.

Дана стаття присвячена обґрунтуванню економічної доцільності використання сепаратора із діелектричною навиткою, а саме проведеному аналізу собівартості виготовлення запропонованого сепаратора та аналізу економічних показників використання сепаратора насіння.

Розроблена та виготовлена експериментальна установка запропонованого сепаратора насіння із діелектричним каналом.

Проведено розрахунок собівартості запропонованого сепаратора насіння за умови його виготовлення в умовах ремонтної майстерні середнього за розмірами фермерського господарства. Визначена економічна ефективність.

Аналіз економічної ефективності підтвердив результати теоретичних та практичних досліджень з обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів та впровадження запропонованого аеродинамічного сепаратора. Впровадження аеродинамічного сепаратора насіння із діелектричним каналом дозволяє знизити вартість підготовки насіння соняшнику за рік більш ніж у 12 разів.

Ключові слова: сепарування насіння, аеродинамічний сепаратор, повітряний потік, електростатичний сепаратор, електричне поле, діелектрична навітка, економічна ефективність.

**АНАЛИЗ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ
ДИЭЛЕКТРИЧЕСКОГО СЕПАРАТОРА СЕМЯН
Кюрчев С. В., Шокарев А. Н., Шокарев А. А.**

Аннотация

На основании проведенных теоретических и практических исследований планируется использовать аэродинамический сепаратор с диэлектрической навивкой. Предполагается, что семена поставляются из бункера питателем через патрубков ввода в аэродинамический вертикальный канал с диэлектрической навивкой.

В результате взаимодействия аэродинамических и электрических сил, происходит расщепление вертикальной траектории движения семян, с последующим их перераспределением по фракциям удельно-тяжелых семян и удельно-легких. Данная статья посвящена обоснованию экономической целесообразности использования сепаратора с диэлектрической навивкой, а именно проведенному анализу себестоимости изготовления предложенного сепаратора и анализу экономических показателей использования сепаратора семян.

Разработана и изготовлена экспериментальная установка предложенного сепаратора семян с диэлектрическим каналом. Проведен расчет себестоимости предложенного сепаратора семян при его изготовлении в условиях ремонтной мастерской среднего по размерам фермерского хозяйства. Определена экономическая эффективность. Анализ экономической эффективности подтвердил результаты теоретических и практических исследований по обоснованию конструктивно-технологических параметров и внедрение предложенного аэродинамического сепаратора. Внедрение аэродинамического сепаратора семян с диэлектрическим каналом позволяет снизить стоимость подготовки семян подсолнечника в год более чем в 12 раз.

Ключевые слова: сепарация семян, аэродинамический сепаратор, воздушный поток, электростатический сепаратор, электрическое поле, диэлектрическая катушка, экономическая эффективность.

**ANALYSIS OF THE ECONOMIC EFFICIENCY OF USING A
DIELECTRIC SEED SEPARATOR
S.V. Kiurchev, O.M Shokarev, O.O. Shokarev**

Summary

On the basis of the conducted theoretical and practical researches it is planned to use an aerodynamic separator with a dielectric coil. It is assumed that the seeds from the hopper are supplied by the feeder through the inlet pipe into the aerodynamic vertical channel with a dielectric coil.

As a result of the interaction of aerodynamic and electrical forces, there is a splitting of the vertical trajectory of the seeds, with their subsequent redistribution into fractions of specific-heavy seeds and specific-light.

This article is devoted to the substantiation of economic expediency of use of a separator with a dielectric coil, namely the conducted analysis of the prime cost of manufacturing of the offered separator and the analysis of economic indicators of use of a separator of seeds.

The experimental installation of the offered seed separator with a dielectric channel is developed and made. The calculation of the cost of the proposed seed separator under the condition of its manufacture in the repair shop of a medium-sized farm. Economic efficiency is determined.

The analysis of economic efficiency confirmed the results of theoretical and practical researches on substantiation of constructive-technological parameters and introduction of the offered aerodynamic separator.

The introduction of an aerodynamic seed separator with a dielectric channel reduces the cost of preparation of sunflower seeds per year by more than 12 times.

Key words: seed separation, aerodynamic separator, air flow, electrostatic separator, electric field, dielectric coil, economic efficiency.

УДК 637.134

DOI: 10.31388/2078-0877-2020-20-4-46-57

ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЕНТУ ВИТРАТ СТРУМИННИХ ГОМОГЕНІЗАТОРІВ МОЛОКА

Самойчук К. О., д.т.н.,

ORCID 0000-0002-3423-3510

Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного

e-mail: ophv.tsatu.edu.ua

Постановка проблеми. Підвищення споживчого попиту на молочну продукцію значною мірою пов'язано з їх вартістю. Значний відсоток енергетичних витрат, а отже і збільшення вартості одиниці продукції обумовлюється проведенням диспергування молочного жиру в емульсіях. Гомогенізація належить до нормативних операцій, при проведенні якої забезпечується 3–4 кратне зменшення середнього діаметра жирових кульок (СЖК) та їх рівномірний розподіл в об'ємі молочної плазми. При проведенні гомогенізації забезпечується збільшення терміну зберігання продукту, підвищується його харчова та енергетична цінність [1, 2]. Енерговитрати на диспергування складають 20–45% в загальному балансі енергетичних витрат лінії виробництва молока. Їх зниження при забезпеченні нормативних показників якості СЖК на рівні 0,8–1,2 мкм однією з пріоритетних задач для науковців галузі [1]. Таким чином проблема полягає у високих питомих витратах на здійснення операції гомогенізації молока та молочних продуктів.

Аналіз останніх досліджень. При розробці енергетично ефективних гомогенізаторів існують труднощі, пов'язані з відсутністю загальної теорії процесу гомогенізації. Відомі близько 10 гіпотез, жодна з яких вичерпно не пояснює сутність процесів, які призводять до руйнування жирових кульок [3]. Створені на основі відомих гіпотез конструкції або не забезпечують зменшення СЖК в емульсії до нормативних показників, або мають високі значення питомих витрат енергії. Складність дослідження процесу диспергування яке проводиться з метою розробки нових енергоефективних конструкцій, пов'язана з мікроскопічним розміром жирових кульок, який складає менше 1 мкм та високими швидкостями руху рідини, значення яких перевищують 100–150 м/с [1–4].

Результати останніх досліджень дозволяють стверджувати, що досягти суттєвого зниження енергетичних витрат процесу диспергування можливо за рахунок використання гомогенізаторів

струминного типу [5]. В них руйнування жирових кульок молока відбувається за рахунок створення максимальної різниці між швидкостями дисперсійної (знежирене молоко) та дисперсної (вершки) фаз. Науковцями кафедри обладнання переробних і харчових виробництв імені професора Ф. Ю. Ялпачика для реалізації принципу роздільної подачі фаз розроблено струминно-щілинний та струминний гомогенізатор, які передбачають роздільну подачу знежиреного молока та вершків (рис. 1, 2) [6, 7]. Реалізація такого принципу дозволяє забезпечити до 70% зниження питомих витрат енергії відносно енерговитрат клапанних гомогенізаторів [1, 4]. Руйнування жирових кульок при подачі струменя вершків крізь канал малого діаметра або кільцеву щілину відбувається за рахунок збільшення величини критерію Вебера. Його зростання обумовлено збільшенням відносної швидкості ковзання жирової кульки u при подачі жирової фази в місці найбільшого звуження камери або у торцевій частині конфузору в перпендикулярному до руху потоку знежиреного молока напрямку [5, 8].

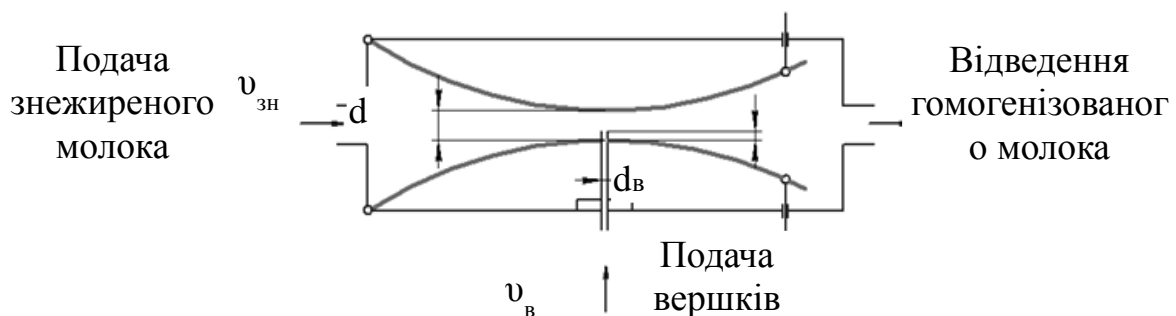


Рис. 1. Гомогенізуючий вузол струминного гомогенізатора молока з роздільною подачею вершків

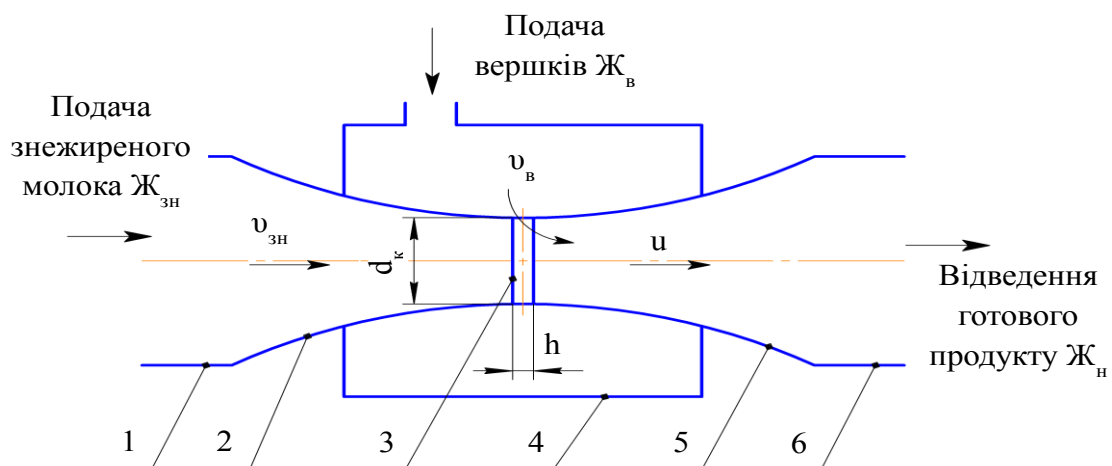


Рис. 2. Гомогенізуючий вузол струминно-щілинного гомогенізатора молока з роздільною подачею вершків

Диспергування жирової фази відбувається в гомогенізуючому вузлі струминного гомогенізатора молока з роздільною подачею жирової фази (СГЗРФ) (рис.1). В ньому знежирене молоко зі швидкістю v_{zn} подається до зони, що сформована профільованими поверхнями направляючих з внутрішнім діаметром d . В центральній частині камери по вузькому каналу d_6 зі швидкістю v_6 подається тонкий струмінь вершків [5, 7].

Гомогенізуючий вузол струминно-щілинного гомогенізатора молока з роздільною подачею вершків (СЦГРВ) (рис. 2) складається з конфузору 2, та дифузору 5, патрубків подачі та відводу готового продукту 1 і 6, ємності з вершками 4 та кільцевої щілини 3 [6]. Після попередньої сепарації знежирене молоко жирністю J_{zn} зі швидкістю v_{zn} надходить до конфузору діаметром в торцевій частині d_k крізь патрубок 1. У місці його торцевої частини з ємності з вершками 4 крізь кільцеву щілину 3 шириною h зі швидкістю v_6 надходять вершки жирністю J_6 . При входженні кільцевого струменя вершків до потоку знежиреного молока збільшується швидкість обтікання жирових кульок і, як наслідок, критерія Вебера. Внаслідок цього при переході компонентів емульсії до розширення дифузору 5 відбувається руйнування жирових кульок. Жирова кулька, яка включається до руху в потоці знежиреного молока під дією тангенційних напружень витягується в напрямку плинну дисперсійної фази та руйнується при перевищенні сил Магнуса, Коріоліса, опору, інерції, та турбофореза над силами міжфазного натягу на 4–5 жирових кульок меншого діаметра. Готовий продукт жирністю J_n відводиться крізь патрубок 6.

Енергетичні витрати СГЗРФ та СЦГРВ складаються з енерговитрат процесів подачі знежиреного молока та вершків [6, 7]. Згідно результатів аналітичних досліджень однією зі складових знайдених виразів для обчислення потужності є коефіцієнт витрат каналу подачі вершків у випадку з СГЗРФ або щілини у випадку з СЦГРВ. Але значення, надані у довідниках для коефіцієнтів витрат у обґрунтованому діапазоні варіювання ширини кільцевої щілини та діаметра каналу для подачі вершків різняться в дуже широкому діапазоні значень [9, 10].

Формулювання цілей статті. Для коректного обчислення величини потужності та питомих витрат енергії на здійснення процесу диспергування в СГЗРФ та СЦГРВ необхідно розробити методику визначення коефіцієнта витрат для цих типів гомогенізаторів. Згідно розробленої методики необхідно визначити значення коефіцієнта витрат в обраних діапазонах варіювання діаметра каналу подачі вершків для СГЗРФ або кільцевої щілини для СЦГРВ. Отже, метою статті є розробка методики та проведення експериментального

визначення величини коефіцієнта витрат для каналу та кільцевої щілини в СГЗРФ та СЦГРВ відповідно.

Основна частина. Вираз для визначення потужності СГЗРФ має вигляд [7]

$$P = Q_{zn}^3 \left(\frac{\rho_{zn}}{2\mu_k^2 s^2} + \left(\frac{Ж_n - Ж_{zn}}{Ж_в - Ж_n} \right)^2 \frac{8\rho_в}{\mu_в^2 N^2 \pi^2 d_в^4} \right), \quad (1)$$

де s – площа перетину камери СГЗРФ в місці подачі жирової фази, мм^2 , $s = a \cdot h$, де a – висота камери, м;

Q_{zn} – подача знежиреного молока, $\text{м}^3/\text{с}$;

$Ж_n, Ж_{zn}, Ж_в$ – жирність відповідно нормалізованого, знежиреного молока та вершків, %;

$\rho_{zn}, \rho_в$ – густина знежиреного молока та молочних вершків, $\text{кг}/\text{м}^3$;

$d_в$ – діаметр каналу подачі вершків, мм ;

N – кількість каналів для подачі вершків;

$\mu_в, \mu_k$ – коефіцієнти витрат відповідно для каналу подачі вершків та камери СГЗРФ в місці подачі вершків.

Потужність, необхідна для роботи насоса подачі жирової фази залежить від діаметра каналу подачі вершків і кількості каналів. Аналізуючи рис. 3, слід зазначити, що потужність насоса подачі знежиреного молока при $d_в = 0,8$ мм приблизно в 5,5–5,7 разів менше за потужність насоса, який використовується для подачі вершків [7].

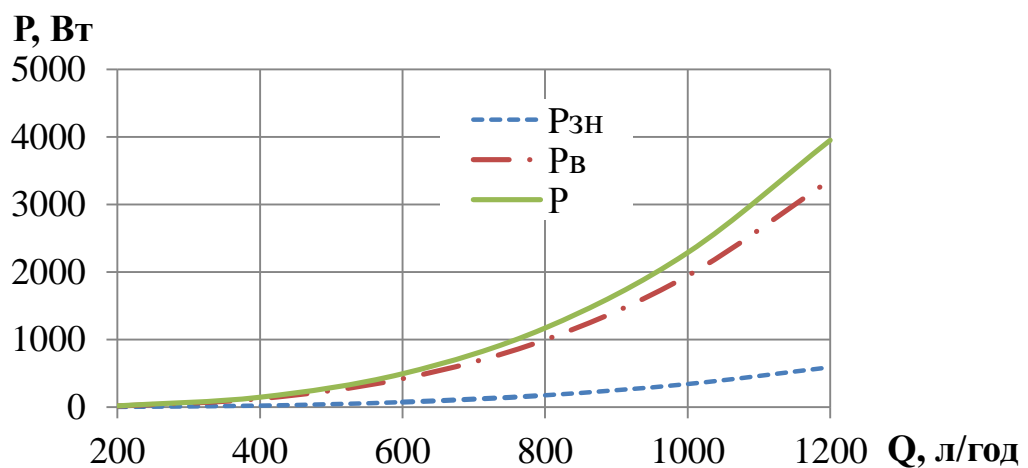


Рис. 3. Залежність потужності насосів подачі дисперсійної, дисперсійної фаз та загальної потужності СГЗРФ $P_{zn}, P_в, P$ від подачі знежиреного молока (при $\mu_k = 0,95$, $s = 6 \text{ мм}^2$, $Ж_n = 3\%$, $N = 1$, $Ж_в = 30\%$, $Ж_{zn} = 0,05\%$, $\mu_в = 0,5$, $d_в = 0,8 \text{ мм}$)

Вираз для визначення потужності СЦГРВ має вигляд (2) [6]:

$$P = Q_{zn}^3 \left(\frac{8 \cdot \rho_{zn}}{\mu_k^2 \cdot \pi^2 \cdot d_k^4} + \left(\frac{J_{н.м} - J_{zn}}{J_6 - J_{н.м}} \right)^2 \frac{\rho_6}{2 \cdot \mu_6^2 \cdot h^2 \cdot \pi^2 \cdot d_k^2} \right), \quad (2)$$

де d_k – діаметр конфузору СЦГРВ в його торцевій частині, мм.

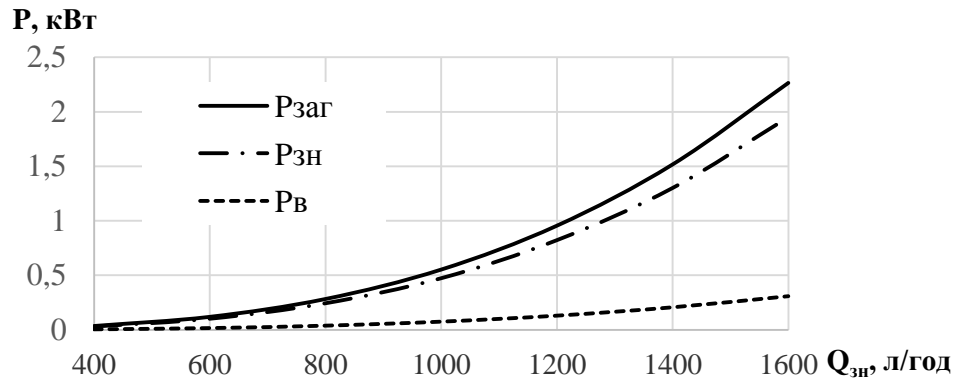


Рис. 4. Графік залежності потужності насосів для подачі дисперсійної, дисперсної фаз та сумарної потужності P_{zn} , P_6 , $P_{заг}$ від продуктивності СЦГРВ при $\mu_6=0,95$, $d_k=2,5$ мм, $h=0,2$ мм, $\mu_k=0,95$, $J_6=30\%$, $J_n=3\%$, $J_{zn}=0,05\%$)

Графіки залежності потужності СГЗРФ та СЦГРВ від подачі знежиреного молока мають гіперболічний характер (рис. 3, 4). Потужність, необхідна для приводу насоса подачі вершків залежить від діаметра каналу в щілині, жирності вершків і ширини кільцевої щілини. Аналізуючи (рис. 4), слід зазначити, що потужність насоса, що використовується для подавання знежиреного молока в 4–5 разів більше насоса подачі вершків при $Q=1000$ л/год та ширині щілини, яка дорівнює 0,2 мм [6].

В гідравліці коефіцієнт швидкості використовується для врахування величини енергетичних втрат, які пов'язані з втратою швидкості при профілюванні внутрішніх поверхонь камери, торцевих поверхонь конфузору СЦГРВ та каналу подачі вершків у СГЗРФ [9–11]. Коефіцієнт стиснення використовується для оцінювання втрат тиску в залежності від форми внутрішньої поверхні, а коефіцієнт витрат застосовується для оцінки величини втрат енергії в залежності від довжини або інших параметрів перетину камери гомогенізації або гомогенізуючого вузла.

Коефіцієнт витрат для внутрішніх поверхонь камери гомогенізатора μ_k в діапазоні його зміни 2–4 мм досить точно визначений та приведений в довідниках з гідравліки, а його значення в загальній частці потужності СГЗРФ складає незначну величину [7]. В той же час дані відносно значення коефіцієнта витрат для внутрішньої

поверхні каналу подачі вершків в обраному діапазоні варіювання параметру (0,6–0,8 мм) за даними довідників різняться у 5–10 разів [10].

Необхідність розробки методики для дослідження реальних значень коефіцієнта витрат кільцевої щілини СЩГРВ та діаметра каналу подачі вершків у СГЗРФ на початковій ділянці всмоктування вершків обумовлена низькими значеннями показнику, достовірно встановити які для умов проведення експериментів неможливо з огляду на суперечності гідродинаміки. Дані відносно реального значення коефіцієнта витрат, знайдені при проведенні аналітичних досліджень коливались в діапазоні 0,03–0,3 одиниць [9, 11]. В зв'язку з цим виникла необхідність створення пристрою для визначення реального значення коефіцієнта витрат для каналів означених діаметрів.

На базі кафедри обладнання переробних і харчових виробництв імені професора Ф. Ю. Ялпачика (ТДАТУ) розроблено методику та пристрій для визначення коефіцієнта витрат у СЗГРФ. Для визначення коефіцієнта витрат каналу подачі вершків μ_v ємність 2 наповнюється водою до об'єму 500 мл. Рідина подається за допомогою насоса 1 через шприци з відповідними насадками 5, підтримуючи однакові значення надлишкового тиску, який контролюється за манометром 3. Час витікання рідини до ємності 6, необхідний для визначення швидкості її витікання контролюється за допомогою секундоміра 4. У якості каналу подачі вершків в процесі досліджень використовувались голки з комплекта медичинських шприців діаметрами 0,6; 0,7 та 0,8 мм (рис. 5)

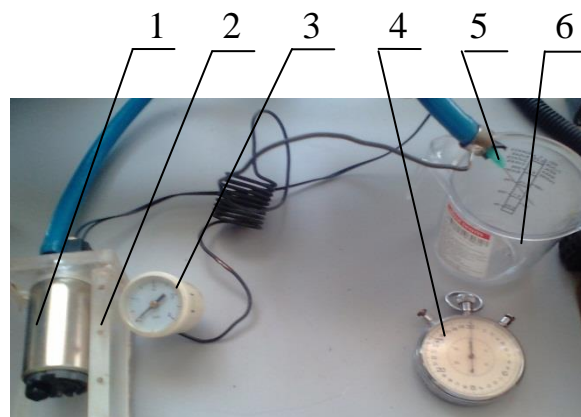


Рис. 5. Зовнішній вигляд пристрою для вимірювання коефіцієнта витрат каналу подачі вершків

1–насос; 2–камера з відміряним об'ємом рідини; 3–манометр;
4–секундомір; 5–шприць з голками, які мають внутрішній діаметр відповідно 0,6; 0,7; 0,8 мм; 6–місткість ємністю 500 мл

Продуктивність при заповненні однакового об'єму рідини при підтриманні значення надлишкового тиску на рівні 0,2 МПа визначається за відомою залежністю [9]:

$$Q = \mu_e S \sqrt{\frac{2}{\rho_e} \Delta p}, \quad (3)$$

де S – площа каналу подачі жирової фази;
 Δp – надлишковий тиск подачі рідини, Па.
 Площа каналів визначалась за формулою:

$$S = \frac{\pi d_e^2}{4}. \quad (4)$$

Продуктивність по об'єму рідини, що пройшла через насадок можна знайти за формулою:

$$Q = \frac{m}{\rho t}, \quad (5)$$

де m – вага гомогенізованого молока, кг;
 ρ – густина молока, кг/м³;
 t – час гомогенізації, с.

Послідовно розраховувалась продуктивність, площа каналу подавання вершків та коефіцієнт витрат СГЗРФ з формули (3) для насадків діаметрами 0,6; 0,7; 0,8 мм.

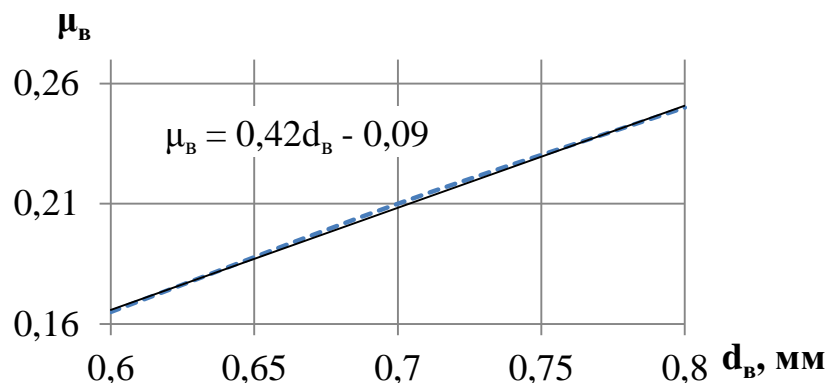


Рис. 6. Залежність коефіцієнта витрат каналу подачі вершків μ_v від діаметра каналу подачі вершків d_v .

Отримані результати дослідження коефіцієнта витрат від діаметра каналу подавання вершків свідчать про наявність прямо

порційної залежності. При зміні d_c з 0,6 до 0,8 мм величина коефіцієнта витрат варіює в діапазоні 0,17–0,25 одиниць відповідно. В ході досліджень було отримано емпіричну формулу $\mu_c = 0,42d_c - 0,09$ для визначення коефіцієнта витрат при підборі діаметру та кількості каналів, які використовуються для подачі вершків.

З метою дослідження коефіцієнту витрат СЦГРВ було проведено модернізацію розробленої установки для визначення цього показнику в СЗГРФ (рис.7).

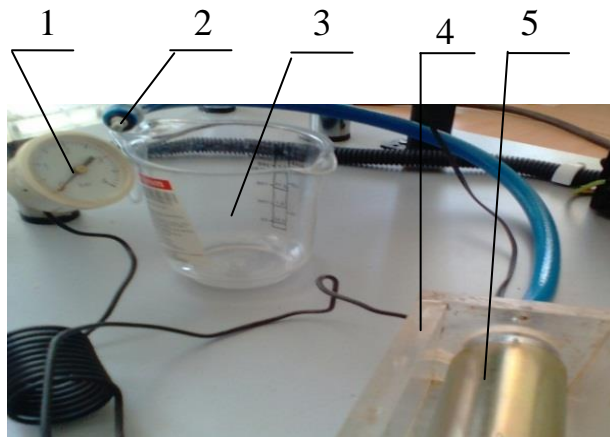


Рис. 7. Зовнішній вигляд пристрою для вимірювання коефіцієнта витрат канала подачі вершків СЦГРВ

1–манометр; 2–імітатор кільцевої щілини шириною 0,6–0,8мм; 3–мірна ємність на 500 мл; 4–камера з рідиною; 5–насос

Для визначення коефіцієнта витрат канала подачі вершків μ_c ємність 3 (рис. 7) наповнюється водою до досягнення об'єму 500 мл. Рідина переливається до ємності 4, звідки подається насосом 5 через шланг на торці якого закріплений імітатор кільцевої щілини 2, підтримуючи однакові значення надлишкового тиску, який контролюється за манометром 1. Час витікання рідини, необхідний для визначення швидкості її витікання контролюється за допомогою секундоміра.

Продуктивність Q при заповненні однакового об'єму рідини при підтриманні значення надлишкового тиску на рівні 0,2 МПа визначається за залежністю (3)

Площа щілини для подачі дисперсної фази визначалась за формулою

$$S = \pi d_{\kappa} h. \quad (6)$$

Продуктивність по об'єму рідини, що пройшла через насадок можна знайти за формулою (5). Послідовно розраховувалась продуктивність, площа каналу подавання вершків та коефіцієнт витрат

СЦГРВ з формули (7) для імітаторів кільцевої щілини шириною 0,6; 0,7; 0,8 мм.:

$$\mu_6 = \frac{Q}{\pi d_k h \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_6}}} \quad (7)$$

За експериментальними даними було побудовано графік залежності коефіцієнта витрат від ширини кільцевої щілини та знайдена емпірична формула $\mu_6 = 0,69h - 0,37$. Аналіз отриманих результатів дозволяє стверджувати, що реальні значення коефіцієнта витрат суттєвого залежать від ширини щілини. Експериментально визначені значення коефіцієнта витрат для СЦГРВ свідчать, що при зміні ширини щілини з 0,6 до 0,8 мм реальні значення коефіцієнта витрат у СЦГРВ змінюється майже в 4 рази з 0,05 до 0,19 одиниць відповідно.

Аналіз можливих шляхів зниження енерговитрат, виходячи з фізичного змісту коефіцієнта витрат дозволяє стверджувати, що збільшити його значення можливо за рахунок зниження шорсткості поверхні та зменшення довжини каналу подачі вершків або кільцевої щілини. Перший захід не здатен забезпечити суттєвої економії енерговитрат, оскільки внутрішні поверхні каналу подачі вершків та внутрішні ділянки торцевих поверхонь оброблені з високою точністю. Отже, основним способом збільшення значення коефіцієнта витрат є зменшення довжини каналу і відповідно пов'язаних з нею витрат потужності та тиску.

Висновки. З метою визначення величини енерговитрат на диспергування молочного жиру в струминно-щілинному та струминному гомогенізаторах молока з роздільною подачею вершків була розроблена методика та проведене експериментальне визначення коефіцієнтів витрат каналу подачі вершків та кільцевої щілини.

Знайдено залежність коефіцієнта витрат каналу подачі жирової фази в СГЗРФ, від діаметра каналу подачі вершків. Аналіз отриманих залежностей свідчить, що в діапазоні раціональних значень діаметра каналу подачі вершків 0,6–0,8 мм, коефіцієнт витрат змінюється від 0,17 до 0,25. Розроблено методику та проведене експериментальне дослідження для визначення величини коефіцієнтів витрат торцевих поверхонь конфузору та дифузору в місці подачі вершків у СЦГРВ. Результати досліджень свідчать, що при зміні ширини щілини h з 0,6 до 0,8 мм коефіцієнт витрат збільшується відповідно з 0,05 до 0,19. Аналіз отриманих залежностей свідчить, що основним шляхом для зниження енерговитрат СЦГРВ та СГЗРФ є зменшення довжини

кільцевої щілини та каналу подачі вершків відповідно. Отримані результати дозволяють враховувати реальні значення коефіцієнта витрат СЦГРВ та СГЗРФ при розробці промислових зразків цих гомогенізаторів.

Список використаних джерел

1. Фиалкова Е. А. Гомогенизация. Новый взгляд: монография–справочник. Санкт-Петербург: ГИОРД, 2006. 392 с.
2. Walstra P. Homogenization. *Dairy Science and Technology*. London; New York. 2006. P. 279-297.
3. Нужин Е. В., Гладушняк А. К.. Гомогенизация и гомогенизаторы: монография. Одесса: Печатный дом, 2007. 263 с.
4. Бредихин С. А. Технология и техника переработки молока. Москва: Колос, 2003. 400 с.
5. Самойчук К. О., Ковальов О. О., Дейниченко Г. В. Конструкції струминних диспергаторів жирової фази молока. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2016. Вип. 16, т. 1. С. 219-228.
6. Самойчук К. О., Ковальов О. О., Борохов І. В., Паляничка Н. О. Аналітичні дослідження енергетичних показників і параметрів якості струминно-щільового гомогенізатора молока. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2019. Вип. 19, т. 1. С. 3–18.
7. Самойчук К. О. Развитие научных основ гидродинамического диспергирования молочных эмульсий: автореф. дис ... док. техн. наук: 05.18.12. Харьков, 2018. 44 с.
8. Roudgar M., Brunazzi E., Galletti C., Mauri R. Numerical study of split T-micromixers. *Chemical Engineering & Technology*. 2012. Vol. 35. P. 1291–1299.
9. Башта Т. М., Руднев С. С., Некрасов Б. Б. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. Москва: Альянс. 2010. 423 с.
10. Дідур В. А., Савченко О. Д., Журавель Д. П., Мовчан С. І. Гідравліка та її використання в агропромисловому комплексі: підручник. Київ: Аграрна освіта. 2008. 577 с.
11. Пажи Д. Г., Галустов В. С. Основы техники распыливания жидкости. Москва: Химия. 1984. 256 с.

ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЕНТУ ВИТРАТ СТРУМИННИХ ГОМОГЕНІЗАТОРІВ МОЛОКА Самойчук К. О.

Анотація

Високі енергетичні витрати являють собою одну з ключових проблем молокопереробної галузі. На шляху їх зниження згідно результатів перспективних

досліджень було запропоновано енергоефективні конструкції струминних гомогенізаторів молока, принцип дії яких заснований на створенні максимальної різниці швидкостей знежиреного молока та вершків. Стаття присвячена розробці методики та експериментальному визначенню реальних значень коефіцієнта витрат струминного гомогенізатора молока з роздільною подачею жирової фази та струминно-щілинного гомогенізатора молока. Необхідність проведення досліджень виникла в зв'язку з тим, що в ході аналізу літературних джерел було виявлено дуже широкий діапазон варіювання коефіцієнта в межах визначених раціональних значень ширини кільцевої щілини та діаметра каналу подачі вершків.

Визначені реальні значення коефіцієнта витрат для торцевих поверхонь конфузору та дифузору в місці подачі вершків, який змінюється від 0,05 до 0,19 одиниць при зміні ширини кільцевої щілини в діапазоні 0,6–0,8 мм. Знайдено реальні значення коефіцієнта витрат каналу подачі вершків струминного гомогенізатора молока з роздільною подачею жирової фази. Його значення в межах раціональних значень параметру (0,6–0,8мм) змінюється від 0,17 до 0,25 одиниць. Отримані дані можуть бути використані для врахування реальних значень коефіцієнта витрат при розробці промислових зразків струминних гомогенізаторів молока. Визначені межі варіювання реальних значень коефіцієнта дозволяють запропонувати заходи, спрямовані на збільшення коефіцієнта витрат. Результати проведеного аналізу свідчать, що для зниження енергетичних витрат процесу диспергування молочного жиру необхідно прагнути до зменшення довжини кільцевої щілини та діаметру каналу подачі вершків.

Ключові слова: канал подачі вершків, гомогенізація, молоко, щілинний гомогенізатор, струминний гомогенізатор, кільцева щілина, коефіцієнт витрат.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА РАСХОДА СТРУЙНЫХ ГОМОГЕНИЗАТОРОВ МОЛОКА

Самойчук К. О.

Аннотация

Высокие энергетические затраты представляют собой одну из ключевых проблем молокоперерабатывающей отрасли. На пути их снижения согласно данным результатов перспективных исследований были разработаны энергоэффективные конструкции струйных гомогенизаторов молока. Принцип их действия основан на создании максимальной разницы скоростей обезжиренного молока и сливок. Статья посвящена разработке методики и экспериментальному определению реальных значений коэффициента расхода струйного гомогенизатора молока с отдельной подачей жировой фазы и струйно-щелевого гомогенизатора молока. Необходимость проведения исследований возникла в связи с тем, что в ходе анализа литературных источников было выявлено очень широкий диапазон варьирования коэффициента в пределах определенных рациональных значений ширины кольцевой щели и диаметра канала подачи сливок.

Определены реальные значения коэффициента расхода для торцевых поверхностей конфузора и диффузора в месте подачи сливок, который меняется от 0,05 до 0,19 единиц при изменении ширины кольцевой щели в диапазоне 0,6–0,8 мм. Найденны реальные значения коэффициента расхода канала подачи сливок струйного гомогенизатора молока с отдельной подачей жировой фазы. Его значение в пределах рациональных значений параметра (0,6–0,8мм) изменяется от

0,17 до 0,25 одиниць. Отримані дані можуть бути використані для урахування реальних значень коефіцієнта витрати при розробці промислових зразків струйних гомогенізаторів молока. Визначені межі варіювання реальних значень коефіцієнта, знання яких дозволяють запропонувати заходи, спрямовані на збільшення коефіцієнта витрати. Результати проведеного аналізу свідчать, що для зменшення енергетичних витрат процесу диспергування молочного жиру необхідно прагнути до зменшення довжини кільцевої щілини та діаметра каналу подачі сливків.

Ключевые слова: канал подачі сливків, гомогенізація, молоко, щелевий гомогенізатор, струйний гомогенізатор, кільцева щілина, коефіцієнт витрати.

DETERMINING THE CONSUMPTION COEFFICIENT OF MILK JET HOMOGENIZERS

K. Samoichuk

Summary

High energy costs are one of the key problems in the dairy industry. On the way to their reduction, according to the results of advanced research, energy-efficient designs of jet milk homogenizers have been developed. Their principle of operation is based on creating the maximum difference in speed between skim milk and cream. The article is devoted to the development of a methodology and experimental determination of the real values of the coefficient of consumption of a jet milk homogenizer with a separate supply of the fat phase and a jet-slotted milk homogenizer. The need for research arose due to the fact that in the course of the analysis of literary sources, a very wide range of variation of the coefficient was revealed within certain rational values of the width of the annular slot and the diameter of the cream supply channel.

The actual values of the flow coefficient for the end surfaces of the confuser and the diffuser at the point where the cream is supplied have been determined, which varies from 0.05 to 0.19 units when the width of the annular slot changes in the range of 0.6-0.8 mm. The real values of the coefficient of consumption of the channel for feeding the cream of the jet milk homogenizer with separate feeding of the fat phase are found. Its value within the rational values of the parameter (0.6-0.8 mm) varies from 0.17 to 0.25 units. The obtained data can be used to take into account the real values of the consumption coefficient when developing industrial samples of jet milk homogenizers. The boundaries of variation of the real values of the coefficient are determined, the knowledge of which allows us to propose measures aimed at increasing the flow coefficient. The results of the analysis show that in order to reduce the energy consumption of the milk fat dispersion process, it is necessary to strive to reduce the length of the annular slot and the diameter of the cream supply channel.

Key of words: cream feed channel, homogenization, milk, slot homogenizer, jet homogenizer, annular slit, cost ratio.

УДК 621.225.001.5

DOI: 10.31388/2078-0877-2020-20-4-58-72

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК МЕХАТРОННИХ СИСТЕМ З ГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ

Панченко А. І., д.т.н,

ORCID 0000-0002-1230-1463

Волошина А. А., д.т.н.,

ORCID 0000-0003-4052-2674

Панченко І. А., інженер

ORCID 0000-0003-2150-4278

*Таврійський державний агротехнологічний університет**імені Дмитра Моторного*

Волошин А. А., інженер

ВСП «Мелітопольський коледж ТДАТУ»

e-mail: mez@tsatu.edu.ua

Постановка проблеми. В гідроприводах мехатронних системах самохідної техніки [1] знайшли широке застосування героторні [2, 3], орбітальні [4-6] і порівняно нові – планетарні [7-9] гідромотори. Планетарні гідромотори аналогічні орбітальним [10, 11] та героторного [12], в них закладений принцип планетарного редуктора. Система роторів є одним з основних вузлів планетарного гідромотора, що визначає його працездатність. В основу конструкції системи роторів закладений принцип роботи зубчастої пари (рухомого і нерухомого роторів) з внутрішнім гіпоціклоїдальним зачепленням [13]. Під дією гідравлічного поля [7, 8], що виконує роль кривошипа планетарного редуктора, рухомий ротор котиться по нерухомому.

Планетарні гідромотори забезпечують роботу мехатронної системи самохідної машини при низьких частотах обертання робочого органу ($50...75 \text{ хв}^{-1}$) з високим крутним моментом ($4000...4500 \text{ Н}\cdot\text{м}$), при робочому тиску $20...25 \text{ МПа}$ [14, 15]. Їх недоліком, є нерівномірність вихідних характеристик, особливо при перехідних процесах, що обумовлено похибкою форми елементів системи роторів [10, 11]. Дослідження динамічних процесів, що відбуваються в мехатронних системах з планетарними гідромоторами, з метою прогнозування зміни їх вихідних характеристик, є рішенням однієї з актуальних наукових проблем щодо поліпшення якості самохідної техніки.

Аналіз останніх досліджень. Представлена обґрунтована оцінка ефективності роботи гідродинамічних машин по дисипативній потужності [16], запропонований багатокритеріальний вибір оптимальної конфігурації приладу [17], розглянута реалізація математичної моделі коливань ротора на нелінійних опорних

підшипниках для багатоступінчастого відцентрового компресора [18], вивчена динаміка гідростатичного блоку з низькою швидкістю обертання, що генерується епітрохоїдою роторно-поршневої машини [19]. Питання, пов'язані з методологією розрахунку, проектування та експлуатації героторних, орбітальних і планетарних гідравлічних машин, практично не досліджені.

Розглянуто сили і моменти, що діють на ротор орбітального гідромотора [6, 20], досліджено їх вплив на зубчасту пару [21]. Запропоновано фізичні [22], математичні [23-26], динамічні [15, 27-29] та структурно-функціональні моделі [10, 30], що описують взаємозв'язок конструктивних особливостей системи роторів орбітального гідромотора. Проведено оцінку адекватності математичної моделі [31]. Розроблено методику проектування і виготовлення роторів [32]. Запропоновано програму [11], що дозволяє моделювати сполучення системи роторів (зовнішнього і внутрішнього). Запропонована програма дозволяє отримати тривимірне зображення зон з допустимими інтерфейсами, які забезпечують ефективну і надійну роботу орбітальних двигунів. Визначено розподіл тиску в спеціальних камерах гідравлічного героторного двигуна [12], розглянуто рішення для орбітального гідравлічного двигуна з точки зору трибології та навколишнього середовища [33]. Розроблено чисельну модель, яка може кількісно виміряти знос орбітального двигуна при різних умовах експлуатації [34]. Представлений алгоритм генерації героторного зубчастого колеса, який оцінює ключові цільові функції продуктивності, які потрібно мінімізувати або максимізувати, а потім застосовується алгоритм оптимізації для визначення оптимального варіанту [35]. На основі геометрії та робочого механізму орбітального геротора був введений і реалізований алгоритм деформуєчої сітки в програмному пакеті CFD [36]. Проведено комплексні дослідження гідростатичної установки з малою швидкістю обертання орбітального ротора в системі гідростатичної трансмісії [37], розглянуто методи підвищення здатності навантаження циклоїдальних зубчастих коліс [38]. Не розглянуто перехідні процеси, що відбуваються в орбітальних гідромашинах з урахуванням конструктивних особливостей їх роторів.

На сьогоднішній день великої уваги заслуговують планетарні гідромашини. Для отримання планетарного руху системи роторів необхідна розподільна система [39, 40], що створює обертове гідравлічне поле [7, 8, 30]. Гідравлічне поле з обертанням рухається паралельно поверхні нерухомого ротора. Рухомий ротор обкатується по нерухомому з тією ж швидкістю, що і гідравлічне поле, обертаючись при цьому в протилежний бік. Гідравлічне поле, в

даному гідромоторі, виконує роль кривошипа планетарного редуктора. Розроблено розрахункові схеми [30], математичний апарат [8] і алгоритм розрахунку [7], що дозволяють обґрунтувати кутове розташування робочих та розвантажувальних вікон рухомого розподільника. Визначено вплив зміни розташування вікон на вихідні характеристики планетарного гідромотора [7, 41, 42], обґрунтовано кінематичні схеми розподільних систем [7, 43]. Вплив конструктивних особливостей роторів на вихідні характеристики планетарного гідромотора не досліджувалась.

Аналіз виконаних досліджень показав, що в наведених роботах не досліджено динамічні процеси мехатронних систем з планетарними гідромоторами, з метою прогнозування зміни їх вихідних характеристик. Гідравлічні елементи та робоча рідина не розглядаються як єдине ціле при дослідженні мехатронних систем з гідравлічним приводом. Не досліджена взаємний вплив всіх гідравлічних елементів та робочої рідини на зміну динамічних характеристик мехатронної системи самохідної техніки з гідромашинами обертальної дії. Таким чином, дослідження динамічних процесів мехатронних систем з планетарними гідромоторами, з метою прогнозування зміни їх вихідних характеристик, є рішенням одним з актуальних завдань, пов'язаних з поліпшенням якості функціонування самохідної техніки.

Формулювання цілі статті (постановка завдання). Для вирішення проблеми дослідження динамічних процесів мехатронних систем з планетарними гідромоторами, з метою прогнозування зміни їх вихідних характеристик необхідно:

- розробити структурно-функціональну схему динамічної моделі мехатронної системи з планетарним гідромотором;
- обґрунтувати вихідні дані та початкові умови моделювання перехідних процесів, що відбуваються в мехатронній системі з планетарним гідромотором, а також обґрунтувати конструктивні параметри системи роторів планетарного гідромотора, що впливають на зміну його вихідних характеристик;
- дослідити динаміку зміни вихідних характеристик мехатронної системи з серійним та модернізованим гідромоторами з урахуванням конструктивних особливостей системи роторів.

Основна частина. Виконані раніше теоретичні та параметричні дослідження [7, 8, 10, 11, 15, 30] показують, що розроблені математичні моделі дозволяють провести дослідження динаміки зміни вихідних характеристик мехатронної системи з планетарним гідромотором з метою прогнозування зміни їх вихідних характеристик. Дослідження проводилися на базі розробленої універсальної моделі мехатронної системи [15] з урахуванням

конструктивних особливостей роторів серійного та модернізованого гідромоторов, а також особливостей їх переміщення [10].

Розроблена універсальна модель, адекватно описує процеси, що відбуваються в мехатронних системах з гідроприводом, при ймовірності більше 95% [8] та складається з насоса, гідромотора і запобіжного клапана. В якості параметрів моделювання гідромотора передбачається використовувати параметри серійного та модернізованого гідромоторів планетарного типу.

Дослідження динамічних процесів мехатронної системи з планетарним гідромотором проводилися за допомогою пакету імітаційного моделювання Vissim.

При дослідженнях мехатронної системи прийняті наступні вихідні дані та початкові умови [10, 15]:

- *насос*: подача насоса постійна та дорівнює $Q_{n.g}(t) = 1770 \text{ см}^3/\text{с}$; кутова швидкість валу насоса дорівнює $\omega_n = 125 \text{ с}^{-1}$; для нерегульованого насоса параметр регулювання дорівнює $e = 1$; тиск в зливний магістралі дорівнює нулю, $p_{sl} = 0$;

- *гідромотор*: робочий об'єм гідромотора дорівнює $V_{ogm} = 160 \text{ см}^3$; момент опору постійний та дорівнює $M_c = 365 \text{ Н}\cdot\text{м}$; момент інерції обертових мас дорівнює $J = 3,6 \text{ Н}\cdot\text{м}$; об'ємний ККД гідромотора дорівнює $\eta_{ob} = 0,95$; зміни діаметрального зазору складають $G = 0,055 \dots 0,21 \text{ мм}$ – для серійного та $G = 0,05 \dots 0,06 \text{ мм}$ – для модернізованого гідромотора; сумарна похибка форми виготовлення роторів серійного гідромотора становить $E = 0,15 \text{ мм}$, модернізованого – $E = 0,01 \text{ мм}$; гидромеханічний ККД гідромотора складає $\eta_{gm} = 0,9$;

- *клапан*: запобіжний, жорсткість пружини дорівнює $C = 200 \text{ кг/см}$; величина попереднього стиснення пружини складає $x_0 = 0,125 \text{ см}$; позитивне перекриття щілини становить $X_z = 0,53 \text{ см}$;

- *робоча рідина*: показник політропи дорівнює $K = 1,2$; параметри робочої рідини, що залежать від типу масла та робочої температури гідравлічної системи складають $A = 12,62$ і $B = 1740$; зміст нерозчиненого повітря в робочій рідині в відносних одиницях дорівнює $m_0 = 0,925$.

При моделюванні, вихідні дані задаються блоком 1 структурно-функціональної схеми динамічної моделі мехатронної системи з планетарним гідромотором (рис. 1). Зміна механічного ККД з урахуванням конструктивних особливостей системи роторів (діаметрального зазору G та похибки форми виготовлення роторів E) серійного і модернізованого гідромоторів описано блоком 2 та визначається з виразу [10]:

$$\eta_{gm} = \frac{(1 - S) \cdot 2 \cdot \left(e \pm \frac{G \pm E}{2} \right) \cdot b \cdot (z_1 + 1) \cdot h_i}{V_{0gm} \cdot \mu \cdot b \cdot S' \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}}$$

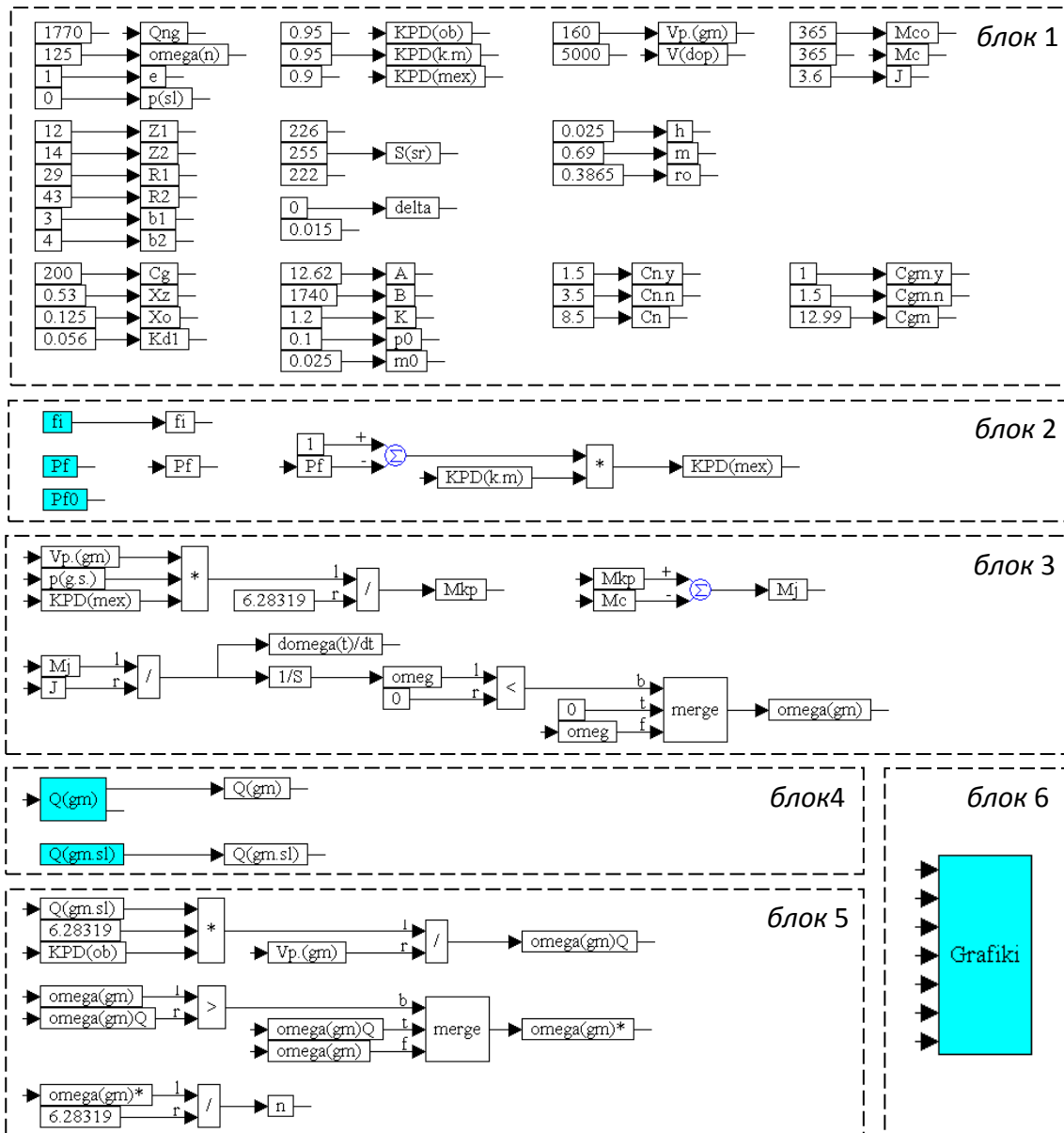


Рис. 1. Структурно-функціональна схема динамічної моделі мехатронної системи з планетарним гідромотором

Зміна крутного моменту в залежності від зміни механічного ККД описано блоком 3 (рис. 1). Зміна витрати робочої рідини, що підводиться до гідромоторів та геометричної витрати з урахуванням конструктивних особливостей системи роторів представлена блоком 4. Зміна частоти обертання валу серійного та модернізованого гідромоторів описано блоком 5. Блок 6 дозволяє вивести на екран

графічні залежності тиску в мехатронній системі, крутного моменту, частоти обертання валу серійного та модернізованого гідромоторів, а також витрат через запобіжний клапан і гідромотор в поточний момент часу.

Результати моделювання представлені відповідними залежностями динаміки зміни:

- тиску в нагнітальній магістралі мехатронної системи та витрати робочої рідини через гідромотор і запобіжний клапан (рис. 2);

- крутного моменту та частота обертання валу гідромотора (рис.3).

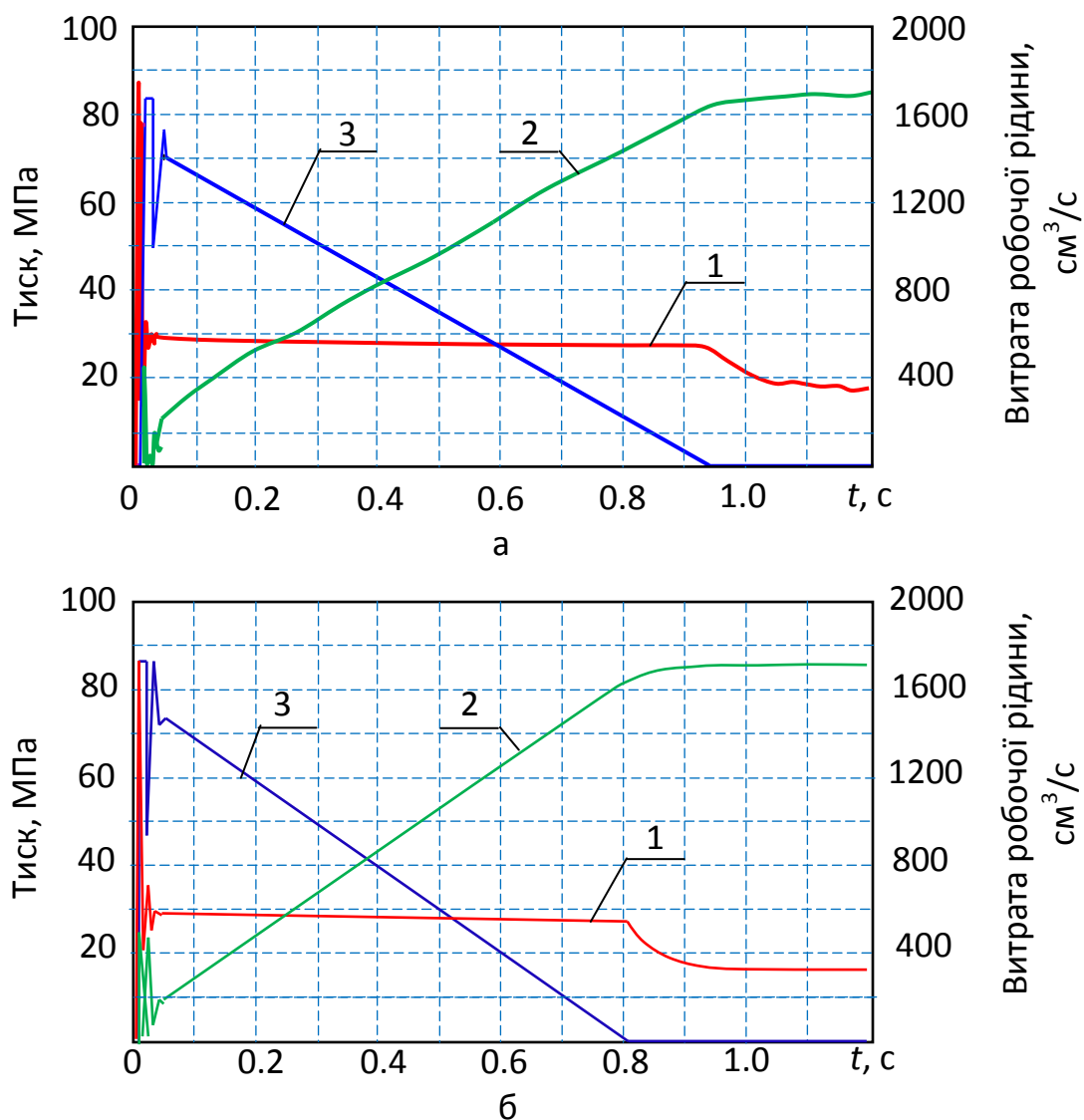


Рис. 2. Залежність перехідних процесів тиску та витрати робочої рідини в режимі розгону мехатронної системи:
 а – серійний гідромотор; б – модернізований гідромотор;
 1 – крива тиску; 2 – крива витрати робочої рідини через гідромотор;
 3 – крива витрати робочої рідини через запобіжний клапан

Аналіз залежності зміни тиску в мехатронній системі показує (рис. 2), що при розгоні в момент часу $t = 0...0,02$ с спостерігається досить великий сплеск тиску до 88 МПа, який в 5,5 рази перевищує номінальне значення, як для серійного, так і для модернізованого (рис.2, криві 1) гідромоторів. Далі, в період часу від 0,04 с до 0,8 с тиск стабілізується, а його значення поступово зменшується і становить 28,5...27,5 МПа, перевищуючи в 1,8 рази номінальне значення (рис. 2, криві 1). При подальшому розгоні, в період часу 0,8...0,9 с тиск досить різко знижується, досягаючи свого номінального значення. В період часу $t > 0,9$ с спостерігається сталений рух валу гідромотора.

Пульсація тиску (рис. 2, а, крива 1), викликана конструктивними особливостями системи роторів серійного гідромотора (зміна діаметрального зазору $G = 0,055...0,21$ мм), хоч і неявно виражена, але досягає 9...10 % номінального значення (амплітуда коливань тиску становить 1,5 МПа). Пульсації тиску в мехатронній системі з модернізованим гідромотором (зміна діаметрального зазору $G=0,05...0,06$ мм) відсутні (рис. 2, б – крива 1).

Аналіз залежності зміни витрати робочої рідини, що проходить через гідромотори показує (рис. 2, криві 2), що в момент часу $t=0...0,04$ с, значення витрати робочої рідини, має досить значну пульсацію до 430 см³/с, викликану спрацьовуванням запобіжного клапана. В період часу 0,04...0,9 с – для серійного та 0,04...0,82 с – для модернізованого гідромоторів (рис. 2, криві 2) значення витрати робочої рідини поступово збільшується, пульсації при цьому відсутні. В період часу $t > 0,9$ с, спостерігається усталений рух валу гідромотора при номінальному значенні витрати – 1660 см³/с.

Необхідно відзначити, що зміна величини діаметрального зазору в системі роторів не впливає на характер зміни витрати робочої рідини, як в серійному, так і в модернізованому гідромоторах.

Аналіз залежності, що характеризує зміну витрати робочої рідини через запобіжний клапан при розгоні ($t = 0...0,04$ с) показує (рис. 2, криві 3), що значення витрати робочої рідини через запобіжний клапан досягає максимального значення 1660 см³/с та має досить значну пульсацію до 640 см³/с – для серійного гідромотора та до 500см³/с – для модернізованого (рис. 2, криві 3). В період часу 0,04...0,84 с – для серійного та 0,04...0,82 с – для модернізованого гідромоторів витрата робочої рідини через клапан рівномірно зменшується, а пульсації практично відсутні (рис. 2, криві 3). Потім клапан повністю закривається, характеризуючи усталений рух валу серійного та модернізованого гідромоторів.

Аналіз залежностей зміни крутного моменту валу гідромотора в період розгону показує (рис. 3, криві 1), що в період пуску ($t = 0...0,02$

с) спостерігається досить великий пік крутного моменту до 2000 Н·м, який в 5,7 рази перевищує номінальне значення, як для серійного так і для модернізованого (рис. 3, криві 1) гідромоторів.

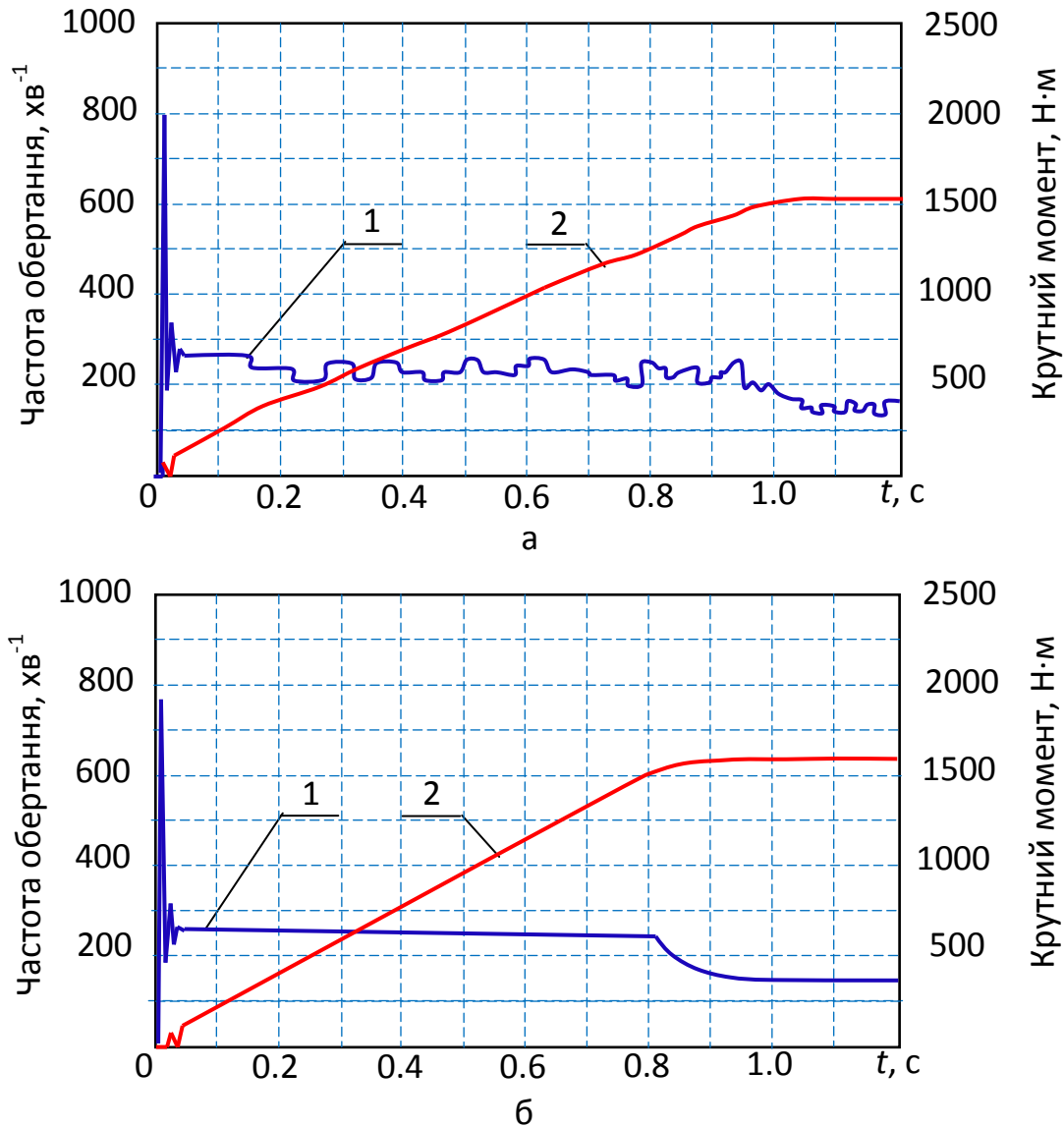


Рис. 3. Залежності перехідних процесів крутного моменту та частоти обертання валу гідромотора в режимі розгону мехатронної системи:
а – серійний гідромотор; б – модернізований гідромотор;
1 – крива крутного моменту; 2 – крива частоти обертання валу гідромотора

Далі, в період часу 0,04...0,8 с – для серійного та 0,04...0,72 с – для модернізованого гідромоторів, значення крутного моменту стабілізуються та поступово зменшуються від 630 Н·м до 620 Н·м, перевищуючи в 1,7 рази номінальне значення. Значення крутного моменту на валу серійного гідромотора мають значні пульсації до

34%, амплітуда яких становить до 120...130 Н·м (рис. 3, а, крива 1), викликані зміною діаметрального зазору в системі роторів. При подальшому розгоні, в період часу 0,8...0,9 с – для серійного та 0,72...0,8 с – для модернізованого гідромоторів значення крутного моменту досить різко знижуються, досягаючи свого номінального значення (рис. 3, криві 1). В період часу $t > 0,9$ с спостерігається усталений рух валу серійного і модернізованого гідромоторов. При цьому пульсації, викликані конструктивними особливостями системи роторів серійного гідромотора, знижуються та становлять вже 18% при амплітуді коливань до 63 Н·м (рис. 3, а – крива 1). Слід зазначити, що на всьому протязі досліджень процесу розгону, пульсації крутного моменту на валу модернізованого гідромотора відсутні (рис. 3, б – крива 1).

Аналіз залежностей зміни частоти обертання валу серійного та модернізованого гідромоторів при розгоні показує (рис. 3, криві 2), що значення частоти обертання досягають свого номінального значення 600 хв^{-1} в період часу $t = 0,9$ с – для серійного та $t = 0,8$ с – для модернізованого гідромоторів, що обумовлено спрацьовуванням запобіжного клапана (рис. 2, криві 3).

Необхідно відзначити, що конструктивні особливості системи роторів (величина діаметрального зазору) не впливають на зміну частоти обертання валу серійного та модернізованого гідромоторів.

Проведені дослідження динамічних процесів, що відбуваються в мехатронних системах з планетарними гідромоторами дозволяють прогнозувати зміну вихідних характеристик, обумовлених їх конструктивними особливостями, на етапах проектування та модернізації.

Висновки. В результаті виконаних досліджень розроблена структурно-функціональна схема динамічної моделі мехатронної системи з планетарним гідромотором. Обґрунтовано вихідні дані та початкові умови моделювання перехідних процесів, що відбуваються в мехатронній системі з планетарним гідромотором, також обґрунтовано конструктивні параметри системи роторів модернізованого планетарного гідромотора, що впливають на зміну його вихідних характеристик. Досліджено динаміку зміни вихідних характеристик мехатронної системи з серійним та модернізованим гідромоторами з урахуванням конструктивних особливостей їх системи роторів.

Встановлено, що коливання діаметрального зазору (0,055...0,21 мм) в системі роторів серійного гідромотора викликають значні пульсації тиску (9...10%) та крутного моменту (18...34%). При цьому, стабілізація діаметрального зазору (0,05...0,06 мм) в системі роторів модернізованого гідромотора дозволяє усунути пульсації

тиску та крутного моменту на всьому протязі дослідження процесу розгону. Встановлено, що величина діаметрального зазору в системі роторів не впливає на характер зміни витрати робочої рідини та частоти обертання валу серійного та модернізованого гідромоторів.

Проведені дослідження дозволяють прогнозувати зміну вихідних характеристик мехатронних системах з планетарними гідромоторами на етапах проектування та модернізації.

Список використаних джерел:

1. Панченко А. І. Гідромашини для приводу активних робочих органів та ходових систем мобільної сільськогосподарської техніки. *Техніка АПК*. 2006. № 3. С. 11-13.
2. Development of an Integrated System for the Automated Design of a Gerotor Oil Pump / Y. Chang et al. *Journal of Mechanical Design*. 2006. Vol. 129, № 10. P. 1099–1105. DOI: 10.1115/1.2757629.
3. Teeth Clearance and Relief Grooves Effects in a Trochoidal-Gear Pump Using New Modules of GeroLAB / P. J. Gamez-Montero et al. *Journal of Mechanical Design*. 2012. Vol. 134, № 5. 054502-7. DOI: 10.1115/1.4006440.
4. Yang D., Yan J., Tong S. Flowrate Formulation of Deviation Function Based Gerotor Pumps. *Journal of Mechanical Design*. 2010. Vol. 132, № 6. 064503-5. DOI:10.1115/1.4001595.
5. Design of rotor for internal gear pump using cycloid and circular-arc curves / T. Choi et al. *Journal of Mechanical Design*. 2012. Vol. 134, № 1. 011005-12. DOI: 10.1115/1.4004423.
6. Xing K., Zhang Y., Jin X. Performance analysis and experimental research of the orbital motor. *Proceedings of the seventh international conference on fluid power transmission and control*. 2009. P. 131-135.
7. Designing the flow-through parts of distribution systems for the PRG series planetary hydraulic motors / A. Panchenko, A. Voloshina, O. Boltyansky et al. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018. Vol. 3, № 1 (93). P. 67–77. DOI: 10.15587/1729-4061.2018.132504.
8. Justification of the Kinematic Diagrams for the Distribution System of a Planetary Hydraulic Motor / A. Voloshina, A. Panchenko, O. Boltyansky, I. Panchenko, O. Titova. *International Journal of Engineering and Technology*. 2018. Vol. 7, № 4.3. P. 6–11. DOI: 10.14419/ijet.v7i4.3.19544.
9. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Конструктивные особенности планетарных гидромоторов серии PRG. *Вісник НТУ «ХПІ». Сер. Гідравлічні машини та гідроагрегати*. 2018. № 17 (1293). С. 88-95.

10. The Influence of the form Error after Rotor Manufacturing on the Output Characteristics of an Orbital Hydraulic Motor / A. Panchenko, A. Voloshina, I. Milaeva, I. Panchenko, O. Titova. *International Journal of Engineering and Technology*. 2018. Vol. 7, № 4.3. P. 1–5. DOI: 10.14419/ijet.v7i4.3.19542.
11. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А. Надійність конструкції роторів планетарного гідромотора. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2020. Вип. 20, т. 2. С. 23-35. DOI: 10.31388/2078-0877-20-2-23-35.
12. Strmcnik E., Majdic F. The Pressure and Efficiency Characteristic of Hydraulic Gerotor Motor with the Floating Outer Ring. *Tehnicki vjesnik-technical gazette*. 2018. Vol. 25, № 2. P. 609-615.
13. Stryczek J. Characteristic parameters of hydraulic displacement machines with cycloidal gearing. *Mechanism and machine theory*. 1993. Vol. 28, № 1. P. 97–112. DOI: 10.1016/0094-114x(93)90050-6.
14. Панченко А. И., Волошина А. А. Планетарно-роторные гидромоторы. Расчет и проектирование: монография. Мелитополь: Люкс, 2016. 236 с.
15. Development of the universal model of mechatronic system with a hydraulic drive / A. Panchenko, A. Voloshina, S. Kiurchev et al. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018. Vol. 4, № 7 (94). P. 51–60. DOI: 10.15587/1729-4061.2018.139577.
16. Increasing of equipment efficiency by intensification of technological processes, *Periodica Polytechnica* / A. Fesenko et al. *Mechanical Engineering*. 2019. Vol. 63, № 1. P. 67–73. DOI: 10.3311/PPme.13198.
17. Karpus V. E., Ivanov V. A. Choice of the optimal configuration of modular reusable fixtures. *Russian Engineering Research*. 2012. Vol. 32, № 3. P. 213–219. DOI: 10.3103/S1068798X12030124.
18. Application of artificial neural network for identification of bearing stiffness characteristics in rotor dynamics analysis / I. Pavlenko et al. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham. 2019. P. 325–335. DOI: 10.1007/978-3-319-93587-4_34.
19. Dasgupta K., Mukherjee A., Maiti R. Modeling and dynamics of epitrochoid generated orbital rotary piston lsht hydraulic motor. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*. 1996. Vol. 118, № 3. P. 415-421.
20. Ivanovic L., Miric N., Devedzic G., Ćuković S. Analysis of forces and moments in gerotor pumps. *Journal of Mechanical Engineering Science*. 2010. Vol. 10, № 224. P. 2257-2269. DOI: 10.1243/09544062JMES2041.

21. Ivanović L., Blagojević M., Devedžić G., Assoul Y. Analytical and Numerical Analysis of Load Gerotor Pumps. *Scientific Technical Review*. 2010. Vol. 60, № 1. P. 30–38.
22. Altare G., Rundo M. Computational Fluid Dynamics Analysis of Gerotor Lubricating Pumps at High-Speed: Geometric Features Influencing the Filling Capability. *Journal of Fluids Engineering*. 2016. Vol. 38, № 11. FE-15-1757. DOI: 10.1115/1.
23. Van de Ven J. D. On Fluid Compressibility in Switch-Mode Hydraulic Circuits. Part I: Modeling and Analysis. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. 2012. Vol. 135 (2). 021013-021013-13. DOI: 10.1115/1.4023062.
24. Van de Ven J. D. On Fluid Compressibility in Switch-Mode Hydraulic Circuits. Part II: Experimental Results. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. 2012. Vol. 135 (2). 021014-021014-7. DOI: 10.1115/1.4023063.
25. Панченко А. И. Математическая модель гидроагрегата с планетарным гидромотором. *Промислова гідроліка і пневматика*, 2005. № 4 (10). С. 102-112.
26. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Особенности моделирования рабочих процессов, происходящих в гидравлической системе насос-клапан-гидровращатель. *Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2016. Вип. 6, т. 1. С. 63-79.
27. Hsieh C. Flow Characteristics of Gerotor Pumps With Novel Variable Clearance Designs. *Journal of Fluids Engineering*. 2015. Vol. 137 (4). FE-14-1137. DOI: 10.1115/1.4029274.
28. Лурье З. Я., Цента Е. Н., Панченко А. И. Динамика двухмерной системы управления мехатронного гидроагрегата с навесным оборудованием трактора. *Промислова гідроліка і пневматика*, 2017. № 3 (10). С. 29-46.
29. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Модель гидравлического привода мехатронной системы. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2018. Вип. 18, т. 2. С. 59-83.
30. Voloshina A., Panchenko A., Boltyansky O., Titova O. Improvement of Manufacture Workability for Distribution Systems of Planetary Hydraulic Machines. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019*. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. 2019. P. 732-741. DOI: 10.1007/978-3-030-22365-6_73.
31. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Оценка адекватности математической модели планетарного гидромотора в составе гидроагрегата. *Промислова гідроліка і пневматика*. 2018. № 1

(59). С. 55-71.

32. A two scale mixed lubrication wearing-in model, applied to hydraulic motors / J. Furustig et al. *Tribology International*. 2015. Vol. 90. P. 248–256. DOI: 10.1016/j.triboint.2015.04.033.

33. Strmcnik E., Majdic F., Kalin M. Water-lubricated behaviour of AISI 440C stainless steel and a DLC coating for an orbital hydraulic motor application. *Tribology international*. 2019. Vol. 131. P. 128-136.

34. Furustig J., Almqvist A., Pelcastre L. A strategy for wear analysis using numerical and experimental tools, applied to orbital type hydraulic motors. *Proceedings of the institution of mechanical engineers part c-journal of mechanical engineering science*. 2016. Vol. 230, № 12. P. 2086-2097.

35. Robison A., Vacca A. Kinematic multi-objective optimization of circular-toothed gerotor pumps by genetic algorithm. *Proceedings of the asme/bath symposium on fluid power and motion control*. 2017. UNSP V001701A016.

36. Biernacki K. Methods of Increasing Loadability for the Plastic Cycloidal Gears. *Fundamentals of machine design*. 2012. Vol. 490. P. 156–165.

37. Ding H., Lu X. J., Jiang B. A CFD model for orbital gerotor motor. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2012. Vol. 15, № 6. 062006.

38. Dasgupta K., Mukherjee A., Maiti R. Estimation of critical system parameters that affect orbit motor performance-combining simulation and experiments. *Journal of manufacturing science and engineering-transactions of the asme*. 1999. Vol. 121, № 2. P. 300-306.

39. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Способы распределения рабочей жидкости в планетарных гидромашинах. *Вісник НТУ «ХПІ». Сер. Гідравлічні машини та гідроагрегати*. 2016. № 20 (1192) С. 46-52.

40. Панченко А. И., Волошина А. А., Засядько А. І. Вплив конструктивних особливостей торцевої розподільної системи на функціональні параметри планетарного гідромотора. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2017. Вип. 17, т. 3. С. 33-50.

41. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А. Обґрунтування геометричних параметрів розподільних систем планетарних гідромашин. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2020. Вип. 20, т. 1. С. 82-92. DOI:10.31388/2078-0877-20-1-82-92.

42. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А., Засядько А. И. Поліпшення вихідних характеристик планетарних гідромашин. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*.

Мелітополь, 2019. Вип. 19, т. 2. С. 68-85.

43. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Обгрунтування кінематичних схем розподільних систем гідромашин планетарного типу. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2018. Вип. 18, т. 2. С. 30-49.

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК МЕХАТРОННИХ СИСТЕМ З ГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ

Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Волошин А. А.

Анотація

Дослідження динамічних процесів мехатронних систем з планетарними гідромоторами, з метою прогнозування зміни їх вихідних характеристик, є рішенням одним з актуальних завдань, пов'язаних з поліпшенням якості функціонування самохідної техніки. Обгрунтовано вихідні дані і початкові умови моделювання перехідних процесів, що відбуваються в мехатронній системі з планетарним гідромотором. Досліджено динаміку зміни вихідних характеристик мехатронної системи з серійним і модернізованим гідромоторами з урахуванням конструктивних особливостей системи роторів. Встановлено, що коливання діаметрального зазору в системі роторів серійного гідромотора викликає значні пульсації тиску і крутного моменту. При цьому, стабілізація діаметрального зазору в системі роторів модернізованого гідромотора дозволяє усунути пульсації тиску і крутного моменту на всьому протязі процесу розгону.

Ключові слова: мехатронна система, планетарний гідромотор, вихідні характеристики, система роторів, динамічна модель, діаметральний зазор.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МЕХАТРОННЫХ СИСТЕМ С ГИДРАВЛИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ

Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А., Волошин А. А.

Аннотация

Исследование динамических процессов мехатронных систем с планетарными гидромоторами, с целью прогнозирования изменения их выходных характеристик, является решением одной из актуальных задач, связанных с улучшением качества функционирования самоходной техники. Обоснованы исходные данные и начальные условия моделирования переходных процессов, происходящих в мехатронной системе с планетарным гидромотором. Исследована динамика изменения выходных характеристик мехатронной системы с серийным и модернизированным гидромоторами с учетом конструктивных особенностей системы роторов. Установлено, что колебания диаметрального зазора в системе роторов серийного гидромотора вызывает значительные пульсации давления и крутящего момента. При этом, стабилизация диаметрального зазора в системе роторов модернизированного гидромотора позволяет устранить пульсации давления и крутящего момента на всем протяжении процесса разгона.

Ключевые слова: мехатронная система, планетарный гидромотор, выходные характеристики, система роторов, динамическая модель, диаметральное зазор.

RESEARCH OF DYNAMIC CHARACTERISTICS OF MECHATRONIC SYSTEMS WITH A HYDRAULIC DRIVE

A. Panchenko, A. Voloshina, I. Panchenko, A. Voloshin

Summary

In hydraulic drives of mechatronic systems of self-propelled equipment, planetary hydraulic motors are widely used, similar to orbital and gerotor ones. The principle of their operation is based on the principle of operation of a planetary gearbox. The rotor system is one of the main units of the planetary hydraulic motor, which determines its performance. The design of the rotor system is based on the principle of operation of a toothed pair (movable and stationary rotor) with internal hypocycloidal gearing. Under the action of the hydraulic field, which acts as a crank of the planetary gear, the movable rotor rolls along the stationary one. Their disadvantage is the unevenness of the output characteristics, especially during transient processes, due to the error in the shape of the elements of the rotor system.

The study of the dynamic processes of mechatronic systems with planetary hydraulic motors, in order to predict changes in their output characteristics, is a solution to one of the urgent problems associated with improving the quality of the functioning of self-propelled equipment.

A structural and functional diagram of a dynamic model of a mechatronic system with a planetary hydraulic motor has been developed. The initial data and initial conditions for modeling transient processes occurring in a mechatronic system with a planetary hydraulic motor, as well as design parameters of the planetary hydraulic motor rotors system, affecting the change in its output characteristics, are substantiated. The dynamics of change in the output characteristics of a mechatronic system with serial and modernized hydraulic motors is investigated, taking into account the design features of the rotor system. It has been established that fluctuations in the diametral clearance in the rotor system of a serial hydraulic motor cause significant pressure and torque pulsations. At the same time, stabilization of the diametral clearance in the rotor system of the modernized hydraulic motor allows eliminating pressure and torque pulsations throughout the research of the acceleration process. It was found that the size of the diametral clearance in the rotor system does not affect the nature of the change in the flow rate of the working fluid and the shaft rotation frequency of the serial and modernized hydraulic motors.

Key words: mechatronic system, planetary hydraulic motor, output characteristics, rotor system, dynamic model, diametral clearance.

УДК. 631.362.3.

DOI: 10.31388/2078-0877-2020-20-4-73-81

РОЗРАХУНОК ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРОЦЕСУ СЕПАНУВАННЯ ЗЕРНОВОЇ СУМІШІ

Михайлов Є. В., д.т.н.

ORCID: 0000-0001-9906-6699

Задосна Н. О., к.т.н.

ORCID: 0000-0001-7780-235X

Ковальов О. В., інж.,

ORCID: 0000-0002-4974-5201

Задосний Д. О., студент

*Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного**e-mail: tsst@tsatu.edu.ua*

Постановка проблеми. Одна з найважливіших технологічних операцій в процесах приймання, зберігання і переробки зерна – це сепарування, тобто поділ сипучих матеріалів на фракції, що відрізняються властивостями частинок. Ступінь очищення основної культури і точність класифікації посівного матеріалу багато в чому впливають на урожай, а також на стабільність якості зерна при зберіганні. Очищення зерна перед подрібненням на борошномельних заводах і перед луценням на круп'яних заводах зумовлює якість готової продукції. І, нарешті, чіткість сепарування на проміжних стадіях подрібнення і луцення не тільки впливає на якість продукції і ступінь використання сировини, а й визначає навантаження і ефективність роботи інших технологічних машин, а отже, продуктивність і техніко-економічні показники підприємств в цілому. Досить зазначити, що недосів дрібних фракцій в крупках, що надходять на ситовієчні машини, не дозволяє встановити оптимальний повітряний режим; недосів борошна в крупках і дунстах, що надходять на розмел, призводить до перевантаження вальцьового верстата і знижує якість борошна; неповний витяг ядра з продуктів луцення круп'яних культур викликає збільшення кількості дробльонки і перевантаження шелушильних машин [1,2].

Аналіз останніх досліджень. Створення нової, більш досконалої техніки і удосконалення технологічних прийомів її експлуатації при зберіганні і переробці зерна зустрічає ряд труднощів, обумовлених багатьма причинами, найважливіші з яких наступні: різноманіття сепаруємих матеріалів і способів сепарування; складність і різноманітність механічних явищ взаємодії частинок сепаруються матеріалів один з одним і з робочим органом машини; недостатній

розвиток теоретичних основ сепарування та інженерних методів розрахунку параметрів процесу і машини.

Оволодіння науковими уявленнями про сутність різних процесів сепарування необхідно не тільки для створення нових машин, а й для визначення оптимальних умов експлуатації наявних машин, скорочення термінів впровадження нової техніки, удосконалення технологічних процесів зберігання і переробки зерна в цілому, для узагальнення виробничого досвіду.

В останні роки для промисловості зберігання та переробки зерна створені нові сепаруючі машини: ворохоочисники, зерноочисні сепаратори, млинові і круп'яні розсівні, ситовієчні машини, каміннявідокремлювальні машини та інше. Деякі з них за принципом дії і пристрою відрізняються від машин, що застосовувалися до цього на підприємствах [2].

Цілі і способи сепарування зернових сумішей на хлібоприймальних і зернопереробних підприємствах досить різноманітні. Основні цілі наступні [2]:

- очищення зернових сумішей від домішок, що погіршують умови зберігання, транспортування і переробки зерна, або знижують якість готової продукції;

- сортування зерна на фракції різної якості для переробки в продукти різного призначення; сортування зерна на фракції для роздільної переробки в продукти однакового призначення (калібрування гречки і деяких інших круп'яних культур для роздільного луцення);

- витяг готових продуктів в процесі переробки (відбір продуктів на борошномельних заводах);

- сепарування проміжних продуктів переробки для їх роздільної обробки на наступних операціях.

Ознаки, якими повинні відрізнятися частинки фракцій, далеко не завжди збігаються з ознаками, за якими можна механічно розділити сипучу суміш. Наприклад, за хімічним складом або біологічною природою частинок суміш можна розділити за допомогою механічних впливів тільки в тих випадках, якщо цим ознаками супроводжують різні фізико-механічні властивості: розміри, форма, щільність, коефіцієнти тертя, магнітна сприйнятливості і т. і.

Мета дослідження. Підвищення ефективності процесу сепарування зернових сумішей за рахунок аналізу цілей і способів сепарування та обґрунтування розрахунку його технологічних параметрів.

Основна частина. Зерновий матеріал після збирання врожаю є сумішшю, яка складається із зерен основної культури, насіння бур'янів та інших сільськогосподарських культур, домішок

мінерального та органічного походження. Основна культура може містити здорові, пошкоджені, пусті та щуплі зерна [3].

У процесі очищення із зернової суміші видаляють сторонні домішки, а при сортуванні зерна чистої культури її розділяють на сорти. Так, зерно сортують залежно від призначення: помелу, переробки на крупу або сівби. До якості кожної групи зерна ставляться особливі вимоги, які регламентуються державними стандартами, базисними кондиціями та агротехнічними вимогами. Як правило, зерно очищають і сортують одночасно.

Таким чином, успіх сепарування залежить перш за все від ступеня відповідності бажаних ознак поділу, обумовлених потребами виробництва, можливих ознак поділу, що визначає різний рух частинки в процесі сепарування суміші.

Зв'язок між цими групами ознак встановлюють після масових дослідів, в результаті яких складають кореляційні таблиці і графіки, а надійність і силу зв'язку висловлюють коефіцієнтами кореляції. Для механічних способів сепарування сипучих матеріалів використовують такі ознаки частинок [4]:

- довжину – максимальний розмір частки;
- ширину-максимальний розмір найбільшого за площею перетину, перпендикулярного лінії довжини;
- товщину-мінімальний розмір того ж перетину;
- форму, оцінювану коефіцієнтом форми у вигляді відношення довжини до товщини;
- щільність-відношення маси частинки до її об'єму;
- пружність, оцінювану коефіцієнтом відновлення нормальної швидкості, тобто відношенням проекції швидкості частинки після удару об нерухому поверхню до такої ж проекції швидкості до удару;
- тертя об поверхню, що оцінюється коефіцієнтом сухого тертя, тобто відношенням тангенціальної реакції зв'язку до нормальної реакції при відносному русі;
- магнітну сприйнятливність, оцінювану силою, з якою на масу в 1 г діє магнітне поле з одиничною магнітною індукцією і напруженістю.

Для використання відмінності за цими ознаками частинок суміші при її сепаруванні на дві і більше фракцій застосовують різні способи механічного впливу.

Механічні дії в процесі сепарування виконують три функції: по-перше, вони змушують частинки з різними властивостями переміщатися в різні місця робочого простору; по-друге, вони забезпечують безперервне надходження суміші в робочий простір; по-третє, окремо видаляють з робочого простору отримані фракції.

Характер механічних впливів на частинки при виконанні цих функцій може бути однаковим або різним. Наприклад, при сепаруванні в вертикальних пневматичних каналах суміш в робочий простір надходить зазвичай гравітаційним закінченням з живильника або за допомогою вібротолка; суміш розділяється на легкі і важкі частинки під спільним впливом аеродинамічних сил і сил тяжіння, так само відбувається і роздільне видалення легкої і важкої фракцій з робочого простору.

Приклад розрахунку ефективності ситового сепарування та його технологічних параметрів приводиться для визначення коефіцієнту вилучення дрібних домішок на прийомних ситах сепаратора і продуктивності сепаратора за таких умов [5]:

$H_0 = 2$ см – початкова товщина шару вихідної суміші;

$\Delta h = 0,4$ см – товщина нижнього шару;

$Q_0 = 1,2$ г/см² – початкова кількість вихідної суміші;

$Q_{n_0} = 0,05$ г/см² – початкова кількість дрібних домішок, що

відповідає засміченості $\frac{Q_{n_0}}{Q_0} \cdot 100\% = \frac{0,05}{1,2} \cdot 100\% \approx 4,2\%$,

$\omega_z = 0,2$ см/с – середня швидкість занурення дрібних домішок;

$C_y = 0,8$ с⁻¹ – коефіцієнт інтенсивності просіювання;

$L = 0,75$ м – довжина ситової частини каналу;

$v_{cp} = 7,5$ см/с – середня швидкість транспортування; $K_{n'} = 0,1$ г/см².

Для рішення поставленого завдання пропонується наступний алгоритм.

Початкова концентрація домішок в суміші

$$K_{v_0} = \frac{Q_{n_0}}{H_0}. \quad (1)$$

$$K_{v_0} = \frac{0,05}{2,0} = 0,025 \text{ г/см}^3.$$

Початкова концентрація домішок в нижньому шарі

$$K_{n_0} = K_{v_0} \Delta h. \quad \text{при } K_{n_0} < K_{n'}. \quad (2)$$

$$K_{n_0} = 0,025 \cdot 0,4 = 0,01 \text{ г/см}^2$$

Час занурення домішок від верхнього до нижнього шару

$$t_1 = \frac{H_0 - \Delta h}{\omega_z}. \quad (3)$$

$$t_1 = \frac{2 - 0,4}{0,2} = 8 \text{ с.}$$

Інтенсивність надходження домішок в нижній шар

$$q_c = K v_0 \omega_z. \quad (4)$$

$$q_c = 0,025 \cdot 0,2 = 0,05 \text{ г/см}^2 \cdot \text{с.}$$

Початкова інтенсивність просіювання

$$q_{y_0} = C v K n_0. \quad \text{при } q_{y_0} > q_c. \quad (5)$$

$$q_{y_0} = 0,8 \cdot 0,01 = 0,008 \text{ г/см}^2 \cdot \text{с.}$$

Інтенсивність просіювання і концентрація домішок в нижньому шарі при $t_1 = 8$ с.

$$q_{y_8} = q_c + (q_{y_0} - q) e^{-C_y t_1}. \quad (6)$$

$$q_{y_8} = 0,05 + (0,008 - 0,05) e^{-0,8 \cdot 8} \approx 0,05 \text{ г/см}^2 \cdot \text{с};$$

$$K_{n_8} = \frac{q_{y_8}}{C_y}. \quad (7)$$

$$K_{n_8} = \frac{0,005}{0,8} = 0,00625 \text{ г/см}^2.$$

Кількість домішок, вилучених за $t_1 = 8$ с

$$Q_{n_1} = q_c t_1 + \left(K_{n_0} - \frac{q_c}{C_y} \right) (1 - e^{-C_y t_1}). \quad (8)$$

$$Q_{n_1} = 0,005 \cdot 8 + \left(0,01 - \frac{0,005}{0,8} \right) \cdot (1 - e^{-0,8 \cdot 8}) \approx 0,0437 \text{ г/см}^2.$$

Час обробки порції продукту в ситовому каналі

$$t_L = \frac{L}{v_{cp}}. \quad (9)$$

$$t_L = \frac{75}{7,5} = 10 \text{ с.}$$

Час просіювання після закінчення самосортування

$$t_2 = t_L - t_1. \quad (10)$$

$$t_2 = 6 - 8 = 2 \text{ с.}$$

Кількість домішок, вилучених за час t_2

$$Q_{n_2} = K_{n_2} (1 - e^{-C_y t_2}). \quad (11)$$

$$Q_{n_2} = 0,00625 \cdot (1 - e^{-0,8 \cdot 2}) \approx 0,005 \text{ г/см}^2.$$

Загальна кількість вилучених домішок

$$Q_n = Q_{n_1} + Q_{n_2}. \quad (12)$$

$$Q_n = 0,0437 + 0,005 = 0,0487 \text{ г/см}^2;$$

Коефіцієнт вилучення домішок

$$\eta = \frac{Q_n}{Q_{n_0}} \cdot 100\%. \quad (13)$$

$$\eta = \frac{0,0487}{0,05} \cdot 100\% = 97,4\%$$

Продуктивність кожного ситового каналу (ширина $B = 50$ см)

$$Q_1 = Q_0 B v_{cp}. \quad (14)$$

$$Q_1 = 1,2 \cdot 50 \cdot 7,5 = 450 \text{ г/с} = 0,45 \text{ кг/с.}$$

Продуктивність сепаратора при 20 прийомних каналах

$$Q = Q_1 \cdot n \cdot \frac{3600}{1000}, \quad (15)$$

де n – кількість прийомних каналів, $n = 20$ шт.

$$Q = 20 \cdot 0,45 \cdot \frac{3600}{1000} = 32,4 \text{ т/год.}$$

Висновки. 1. Оволодіння науковими уявленнями про сутність різних процесів сепарування необхідно не тільки для створення нових машин, а й для визначення оптимальних умов експлуатації наявних машин, скорочення термінів впровадження нової техніки, удосконалення технологічних процесів зберігання і переробки зерна в цілому та узагальнення виробничого досвіду.

2. Зроблено розрахунок технологічних параметрів процесу сепарування зернової суміші за результатами якого коефіцієнт вилучення домішок складає 97,4%, продуктивність сепаратора – 32,4 т/год., що погоджується з агротехнічними вимогами до відповідної технологічної лінії продуктивністю 30 т/год.

Список використаних джерел:

1. Михайлов Є. В. Післязбиральна обробка зерна у господарствах півдня України: монографія. Мелітополь: Люкс. 2012. 214 с.

2. Гортинский В. В. Процессы сепарирования на зерноперерабатывающих предприятиях Москва: Колос, 1980. 304 с.

3. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: підручник / за ред. Д. Г. Войтюка. Київ: Вища освіта, 2005. 464 с.

4. Проектування сільськогосподарські машини: навчальний посібник / за ред. І. М. Бендери, А. В. Рудя, Я. В. Козія. Кам'янець-Подільський, 2010. 640 с.

5. Основи розрахунку та конструювання обладнання переробних і харчових виробництв: підручник / ТДАТУ; К. О. Самойчук та ін. Мелітополь: ММД, 2020. 428 с.

РОЗРАХУНОК ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРОЦЕСУ СЕПАРУВАННЯ ЗЕРНОВОЇ СУМІШІ

Михайлов Є. В., Задосна Н. О., Ковальов О. В., Задосний Д. О.

Анотація

В роботі представлено аналіз цілей і способів процесу сепарування зернових сумішей та розрахунок його технологічних параметрів.

Зерновий матеріал після збирання врожаю є сумішшю, яка складається із зерен основної культури, насіння бур'янів та інших сільськогосподарських культур, домішок мінерального та органічного походження. Основна культура може містити здорові, пошкоджені, пусті та щуплі зерна. Одна з найважливіших технологічних операцій в процесах приймання, зберігання і переробки зерна – це сепарування, тобто поділ сипучих матеріалів на фракції, що відрізняються властивостями частинок. Створення нової, більш досконалої техніки і удосконалення технологічних прийомів її експлуатації при зберіганні і переробці зерна зустрічає ряд труднощів, обумовлених багатьма причинами, найважливіші з яких наступні: різноманіття сепаруємих матеріалів і способів сепарування; складність і різноманітність механічних явищ взаємодії частинок сепаруються матеріалів один з одним і з робочим органом машини; недостатній розвиток

теоретичних основ сепарування та інженерних методів розрахунку параметрів процесу і машини.

В останні роки для промисловості зберігання та переробки зерна створені нові сепаруючі машини: ворохоочисники, зерноочисні сепаратори, млинові і круп'яні розсівні, ситовієчні машини, каміннявідокремлювальні машини та інше. Деякі з них за принципом дії і пристрою відрізняються від машин, що застосовувалися до цього на підприємствах.

Оволодіння науковими уявленнями про сутність різних процесів сепарування необхідно не тільки для створення нових машин, а й для визначення оптимальних умов експлуатації наявних машин, скорочення термінів впровадження нової техніки, удосконалення технологічних процесів зберігання і переробки зерна в цілому, для узагальнення виробничого досвіду.

Зроблено розрахунок технологічних параметрів процесу сепарування зернової суміші за результатами якого коефіцієнт вилучення домішок складає 97,4%, продуктивність сепаратора – 32,4 т/год., що погоджується з агротехнічними вимогами до відповідної технологічної лінії продуктивністю 30 т/год.

Ключові слова : процес сепарування, зернова суміш, технологічні параметри.

РАСЧЕТ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА СЕПАРИРОВАНИЯ ЗЕРНОВОЙ СМЕСИ

Михайлов Е. В., Задосная Н. А., Ковалёв А. В., Задосный Д. А.

Аннотация

В работе представлен анализ целей и способов процесса сепарирования зерновых смесей и расчет его технологических параметров.

Зерновой материал после сбора урожая является смесью, состоящей из зерен основной культуры, семян сорняков и других сельскохозяйственных культур, примесей минерального и органического происхождения. Основная культура может содержать здоровые, поврежденные, пустые и щуплые зерна. Одна из важнейших технологических операций в процессах приема, хранения и переработки зерна – это сепарирование, то есть разделение сыпучих материалов на фракции, отличающиеся свойствами частиц. Создание новой, более совершенной техники и совершенствование технологических приемов ее эксплуатации при хранении и переработке зерна встречает ряд трудностей, обусловленных многими причинами, важнейшие из которых следующие: многообразие сепарируемых материалов и способов сепарирования; сложность и разнообразие механических явлений взаимодействия частиц сепарируемых материалов друг с другом и с рабочими органами машин; недостаточное развитие теоретических основ сепарирования и инженерных методов расчета параметров машин. В последние годы для хранения и переработки зерна созданы новые сепарирующие машины: ворохоочистители, зерноочистительные сепараторы, мельничные и крупяные рассевы, ситовые машины, камнеотделительные машины и прочее. Некоторые из них по принципу действия и устройству отличаются от машин, применявшихся до этого на предприятиях.

Овладение научными представлениями о сущности различных процессов сепарации необходимо не только для создания новых машин, но и для определения оптимальных условий эксплуатации имеющихся машин, сокращения сроков внедрения новой техники, совершенствования технологических процессов

хранения и переработки зерна в целом и для обобщения производственного опыта.

Произведен расчет технологических параметров процесса сепарирования зерновой смеси, по результатам которого коэффициент извлечения примесей составляет 97,4%, производительность сепаратора – 32,4 т/ч., что согласуется с агротехническими требованиями к соответствующей технологической линии производительностью 30 т/ч.

Ключевые слова : процесс сепарирования, зерновая смесь, технологические параметры.

CALCULATION OF TECHNOLOGICAL PARAMETERS OF SEPARATION OF GRAIN MIXTURE

E. Mikhailov, N. Zadosnaya, A. Kovalev, D. Zadosnyy

Summary

The paper presents an analysis of the goals and methods of the separation of grain mixtures and the calculation of its technological parameters.

Post-harvest grain is a mixture of main crop grains, weed seeds and other crops, and mineral and organic impurities. The main crop may contain healthy, damaged, empty, and shriveled kernels. One of the most important technological operations in the processes of receiving, storing and processing grain is separation, that is, the separation of bulk materials into fractions that differ in particle properties. Creation of new, more advanced technology and improvement of technological methods of its operation during storage and processing of grain encounters a number of difficulties due to many reasons, the most important of which are the following: a variety of separating materials and separation methods; the complexity and variety of mechanical phenomena of the interaction of particles of separated materials with each other and with the working body of the machine; insufficient development of the theoretical foundations of separation and engineering methods for calculating the parameters of the process and the machine.

In recent years, new separating machines have been created for the grain storage and processing industry: heap cleaners, grain separators, mill and cereal sieves, sieve machines, stone separating machines, etc. Some of them differ in their principle of operation and design from the machines previously used in factories.

Mastering scientific ideas about the essence of various separation processes is necessary not only for creating new machines, but also for determining the optimal operating conditions for existing machines, reducing the time for introducing new technology, improving technological processes for storing and processing grain in general, for generalizing production experience.

The calculation of technological parameters of the process of separation of the grain mixture, according to the results of which the extraction coefficient of impurities is 97,4%, the productivity of the separator is 32,4 t/h, which is in accordance with the agrotechnical requirements for the corresponding technological line with a capacity of 30 t/h.

Keywords : separation process, grain mixture, technological parameters.

УДК 631.37

DOI: 10.31388/2078-0877-2020-20-4-82-90

ПЕРСПЕКТИВНИЙ СПОСІБ ПІДВИЩЕННЯ КЕРОВАНOSTІ КОЛІСНИХ МАШИН

Журавель Д. П., д.т.н.,

ORCID 0000-0002-6100-895X

Бондар А. М., к.т.н.,

ORCID 0000-0002-4761-9084

Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного

e-mail: dmytro.zhuravel@tsatu.edu.ua

Постановка проблеми. Одним із головних напрямків підвищення продуктивності тракторів в сільському господарстві є максимальне використання їх тягово-потужнісних властивостей [1]. Це можливо тільки при збільшенні робочих швидкостей енергетичного засобу. Однак робота на підвищених швидкісних режимах призводить до погіршення стабільності технологічних процесів у зв'язку зі збільшенням чутливості рульового керування, так як зі збільшенням швидкості колісної машини необхідно збільшувати і передавальне відношення рульового механізму, а зі зменшенням швидкості, відповідно, зменшувати [1-3]. Відзначимо, що під чутливістю розуміється інтенсивність відгуку об'єкта керування на одиничний керуючий вплив. Для керування напрямком руху транспортного засобу чутливість рульового керування є відношення зміни кутової швидкості машини до кута повороту рульового колеса, яке його викликало.

Нині відсутня така сільськогосподарська техніка, рульове керування якої повністю відповідало б цим вимогам. Тому актуальними є дослідження, спрямовані на створення рульових управлінь сільськогосподарських машино-тракторних агрегатів (МТА), що працюють на підвищених швидкісних режимах і забезпечують адаптивність передавального відношення рульового механізму в залежності від швидкості руху.

Аналіз останніх досліджень. Аналіз традиційних систем керування руху мобільних машин показує, що вони як об'єкт керування, є інтегратором зі змінними параметрами. Можна запропонувати більш ергономічний спосіб керування мобільними машинами, в рульове керування яких вбудована диференціальна ланка [4]. Практично це означає, що напрямок руху машини повинен бути пов'язаний із положенням рульового колеса. Для оцінки керованості нових типів рульових управлінь були проведені дослідження, які

показали наступне: рульове керування за положенням забезпечує на порядок більш високу точність відстеження траєкторії руху і дає можливість знизити передавальне відношення рульового механізму [4,5]. Спрощення керування в цьому випадку знижує час реакції водія вдвічі, на порядок збільшує точність відстеження траєкторії. Маневреність колісної машини є її важливою експлуатаційною властивістю, яка визначає ефективність використання і безпеку руху [6-8].

Максимальний кут повороту керуючих коліс зазвичай не перевищує $40 \dots 55^{\circ}$. Максимальний кут повороту рульового колеса в кожену сторону в існуючих конструкціях рульових управлінь становить 1,5 ... 3,0 обороти [9-12].

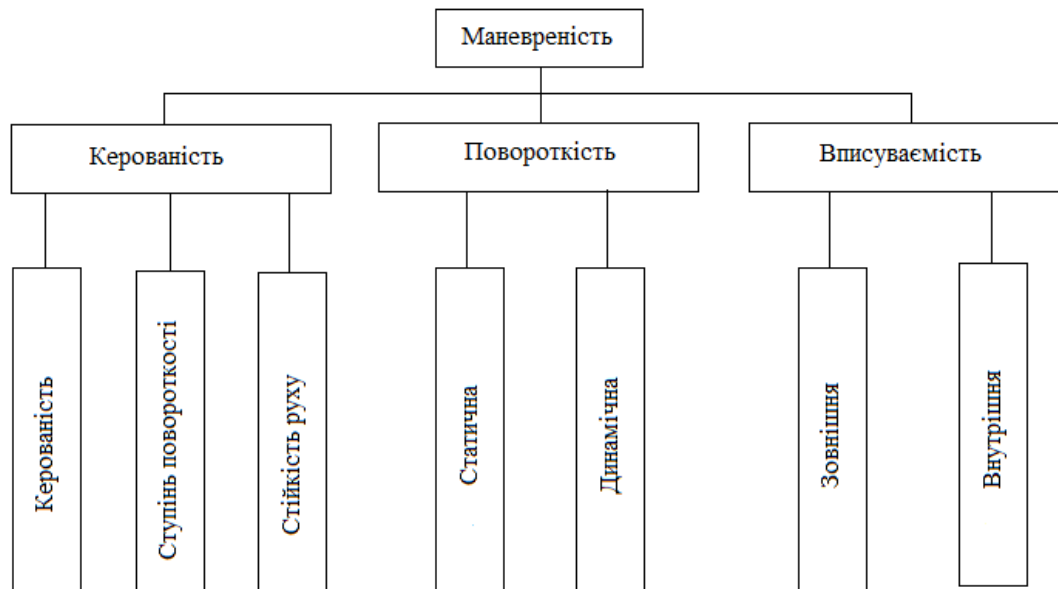


Рис. 1. Структура властивостей маневреності колісних МТА

В рамках існуючих механічних схем рульових приводів чутливість задається передавальним співвідношенням рульового керування W , як правило незмінним ($W = \text{const}$) [1,3]. Передавальне співвідношення, це відношення кута повороту рульового колеса до кута повороту керованих коліс шасі. Для зручності при маневруванні передавальне відношення бажано знизити, а в транспортному (швидкісному) - підвищити. Таке технічне рішення широко поширене практично на всіх видах колісної техніки. Це пов'язано з тим, що виготовлення рульового керування з нелінійної характеристикою значно дорожче ніж з лінійної. Відомо, що тихохідні машини мають передавальне відношення рульового керування 4 ... 6, а у швидкісних автомобілів до 30. При проектуванні рульового керування передавальне відношення вибирається досить великим, щоб забезпечити стійкість руху на підвищених швидкостях. Це призводить

до незручностей при маневруванні. Широко відомі спроби непрямого подолання цього технічного протиріччя в рамках механічних схем. Наприклад, технічні рішення, в основі яких лежить введення не лінійності в кінематичну схему рульового приводу. У межах малих відхилень керованих коліс від нейтрального положення призначається велике передавальне співвідношення, тому що це характерно для швидкісних режимів. Великі відхилення керованих коліс характерні для маневрування, тому з ростом цієї величини передавальне співвідношення знижується [13-16]. Однак не можна не відзначити, що такий підхід не знімає повністю суті технічного протиріччя, в основі якого лежить лінійна залежність чутливості від швидкості руху.

Формулювання мети статті. Метою статті є дослідження способу руху колісної машини під час виконання технологічних операцій, а також контроль відхилення від заданої траєкторії на підвищених швидкісних режимах роботи.

Основна частина. Значне поліпшення керованості машин можливо на основі використання сучасних досягнень автоматики. Таким чином, пропонується варіант рульового приводу який забезпечує високу керованість транспортних засобів на всіх швидкісних режимах [17-20].

З цією метою було проаналізовано рух колісної машини вздовж базової лінії (рис. 2).

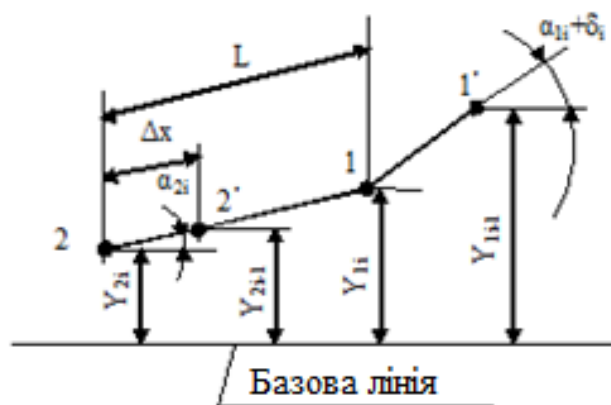


Рис. 2. Схема руху колісної машини вздовж базової лінії

Наведена схема переміщення колісної машини вздовж базової лінії дозволяє провести кінематичний аналіз становища елементів кузова, рами, керуючих і ведучих коліс, а також дає можливість розробити дискретну математичну модель адаптивного рульового керування.

Дискретна математична модель традиційного рульового керування в даному випадку має вигляд:

$$\begin{cases} \alpha_{1i} = \frac{\alpha_i}{W}; & \Delta x = V_i \cdot \Delta t; \\ \alpha_{2i} = \frac{(Y_{1i-1} - Y_2)}{L}; \\ Y_{1i} = Y_{1i-1} + (\alpha_{2i} + \alpha_{1i} + \delta_i) \cdot \Delta x; \\ Y_{2i} = Y_2 + \alpha_{2i} \cdot \Delta x \end{cases} \quad (1)$$

де: V - швидкість руху МТА, м/с;

W - передавальне співвідношення рульового механізму;

Δt - крок квантування за часом (0,05 с);

δ - значення збурюючого кута уведення еластичних шин, рад.

Під час руху колісна машина відхиляється від заданої траєкторії в результаті впливу на нього зовнішніх факторів, що збурюють. Це призводить до того, що оператору постійно доводиться виконувати коригувальні дії рульовим колесом. При впровадженні адаптивної схеми рульового керування передавальне співвідношення розраховується наступним чином:

$$W_i = W \left(1 + \frac{V}{V_0} \right), \quad (2)$$

де: V_0 - рекомендована швидкість руху МТА при виконанні сільськогосподарських операцій (const), м/с.

З огляду на рівняння (2), систему (1) можливо записати в наступному вигляді:

$$\begin{cases} \Delta x = V_i \cdot \Delta t; \\ W_i = W \left(1 + \frac{V_i}{V_0} \right); \\ \alpha_{1i} = \frac{\alpha_i}{W_i}; \\ \alpha_{2i} = \frac{(Y_{1i-1} - Y_2)}{L}; \\ Y_{1i} = Y_{1i-1} + (\alpha_{2i} + \alpha_{1i} + \delta_i) \cdot \Delta x; \\ Y_{2i} = Y_2 + \alpha_{2i} \cdot \Delta x. \end{cases} \quad (3)$$

Структура кермового привода з таким апаратним забезпеченням дозволяє гнучко й ефективно управляти транспортним засобом з використанням різних алгоритмів керування.

Виконання експериментальних досліджень забезпечувалось розробленим гідрооб'ємним рульовим керуванням з постійною чутливістю, гідравлічна схема якого наведена на рисунку 3.

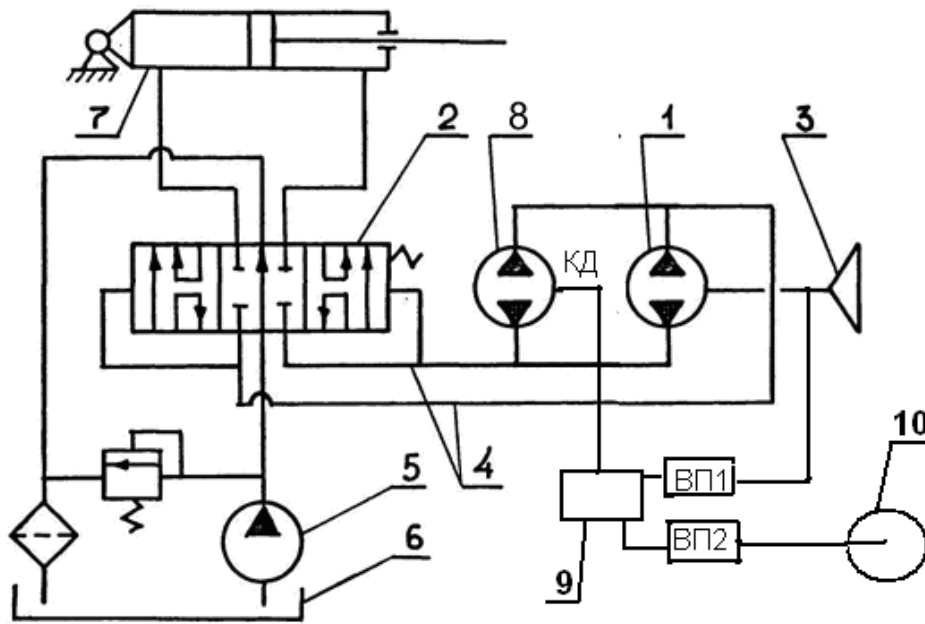


Рис. 3. Схема гідрооб'ємного рульового керування з постійною чутливістю

1 – основний насос-дозатор; 2 – гідравлічно-керований золотник;
3 – рульове колесо; 4 – гідравлічні канали основного та корегуючого насосів-дозаторів; 5 – живлючий насос; 6 – картер; 7 – гідроциліндр рульового механізму; 8 – корегуючий насос-дозатор із кроковим двигуном; 9 – сервопривод; 10 – керуюче колесо

Висновки. Аналіз роботи колісної машини свідчить про необхідність застосування рульового керування в якому передавальне співвідношення рульового механізму може змінюватися в залежності від умов роботи.

В результаті проведених досліджень стало зрозумілим, що необхідно визначати межі оптимальних режимів роботи і знаходити технологічні прийоми, що дозволяють значно підвищити продуктивність праці. У зв'язку з переходом до комплексної механізації та автоматизації виробничих процесів стабільність сільськогосподарських процесів набуває першочергового значення.

Список використаних джерел:

1. Бондарь А. Н. Пути повышения качества отслеживания траектории мобильных машин. *Motrol. Commission of motorszation and energetycs in agriculture*. Lublin, 2015. Vol. 17, № 9. P. 3-8.
2. Журавель Д. П., Бондар А. М., Дашивец Г. І. Дослідження адаптивної роботи рульового управління транспортного засобу в швидкісному режимі. *Сучасні наукові дослідження на шляху до Євроінтеграції: матеріали міжнар. наук.-практ. форуму (21-22 червня 2019 р.): у 2-х ч. / ТДАТУ. Мелітополь, 2019. Ч. 1. С. 203-204.*
3. Журавель Д. П., Бондар А. М. Обґрунтування показників експлуатаційної надійності енергетичних засобів. *Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: матеріали II Міжнар. наук.-практ. Інтернет-конференції. Мелітополь: ТДАТУ, 2020. С. 467-473.*
4. Журавель Д. П., Бондар А. М. Несправності рульового керування та їх наслідки. *Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: матеріали II Міжнар. наук.-практ. Інтернет-конференції. Мелітополь: ТДАТУ, 2020. С. 478-479.*
5. Журавель Д. П., Бондар А. М. Технологія ремонту рульових рейок. *Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: матеріали II Міжнар. наук.-практ. Інтернет-конференції. Мелітополь: ТДАТУ, 2020. С. 537-538.*
6. Данов Б. А. Электронные системы управления иностранных автомобилей. Москва: Телеком, 2002. 224 с.
7. Цизь І. Є., Тарасюк В. В. Ремонт сільськогосподарських машин: конспект лекцій. Луцьк: Луцький НТУ, 2014. 181 с.
8. Вахламов В. К. Автомобили. Конструкция и элементы расчета. Москва: Академия, 2006. 480 с.
9. Сідашенко О. І., Науменко О. А. Ремонт машин та обладнання: підручник. Київ: Агроосвіта, 2014. 665 с.
10. Черновол М. І., Власенко М. В., Наливайко В. М. Обладнання ремонтних підприємств. Київ: Урожай, 1996. 272 с.
11. Анализ и перспективы развития мехатронных систем управления торможением колеса / В. Г. Бутылин и др. *Мехатроника. Механика. Автоматика. Электроника. Информатика*. 2000. № 2. С. 33-38.
12. Buzzi B. F., Romero N. N., Martins D., de Souza Vieira R. Dimensional Synthesis of a Two-Axles Steering System. *Multibody Mechatronic Systems. MuSMe 2021. Mechanisms and Machine Science*. 2021. Vol. 94. P. 57-64. DOI: 10.1007/978-3-030-60372-4_7.

13. Rajeshkumar L., Bhuvaneshwari V., Palanivel B. C., Sandeep Kumar S. Design and Optimization of Static Characteristics for a Steering System in an ATV / L. Rajeshkumar et al. *2020 IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. Vol. 954. 012009.
14. Wang X.-C., Chen X., Ge Z.-J., Ma R. Position Control of Gas Rudder Steering Gear Based on Extended State Observer. *2020 Tuijin Jishu/Journal of Propulsion Technology*. 2020. Vol. 1, № 10. P. 2341-2347.
15. Xu B., Miao J. Design and Mechanical Characteristics of External Prestressed Reinforcement. Wuhan Ligong Daxue Xuebao (Jiaotong Kexue Yu Gongcheng Ban). *2020 Journal of Wuhan University of Technology (Transportation Science and Engineering)*. 2020. Vol. 44, № 5. P. 881-885, 891.
16. Design of Automatic Steering System Based on Direct Connection of DC Motor and Full Hydraulic Steering Gear / Y. Yang et al. *2020 Nongye Jixie Xuebao/Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*. 2020. Vol. 51, № 8. P. 44-54, 61.
17. Bhalerao S., Paramane A., Chavan A. Design and Development of Steering System for Formula-Styled Vehicle. *Reliability and Risk Assessment in Engineering. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. P. 275-283. DOI: 443.webvpn.fjmu.edu.cn/10.1007/978-981-15-3746-2_25.
18. Tuan N. X., Dinh H. T., Van Bang N. Research on Dynamic Modelling for Hydraulic Power Automotive Steering Systems with Nonlinear Friction. *Advances in Engineering Research and Application. ICERA 2019. Lecture Notes in Networks and Systems*. 2020. Vol. 104. P. 620-627. DOI: 443.webvpn.fjmu.edu.cn/10.1007/978-3-030-37497-6_71.
19. Muenster M., Lehner M., Rixen D. Requirement derivation of vehicle steering using mechanical four-poles. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2019. Vol. 133. 106231. DOI: 10.1016/j.ymssp.2019.07.012.
20. Lee B. Development of hybrid power steering system for commercial vehicle. *2020 SAE Technical Papers 2019-March*. URL: <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2019-01-1415/> (дата звернення: 13.11.2020).

ПЕРСПЕКТИВНИЙ СПОСІБ ПІДВИЩЕННЯ КЕРОВАНОСТІ КОЛІСНИХ МАШИН

Журавель Д. П., Бондар А. М.

Анотація

У статті розглянуто перспективний спосіб контролю напрямком руху мобільних машин. Розглянуто найбільш перспективні рішення, які дозволяють отримувати адаптивне передавальне співвідношення рульового механізму в залежності від умов руху мобільної машини. Визначено, що основним експлуатаційним показником колісної машини є її маневреність. Розроблена кінематична схема, яка дає наочне уявлення про те, як розташовується острів машини. Розроблена дискретна математична модель адаптивного рульового управління колісної машини, яка дозволяє змінювати передавальне відношення рульового механізму в залежності від швидкості руху. Її аналіз показує, що ефективність роботи колісної машини зростає - збільшується технологічна швидкість роботи. При цьому агротехнічні вимоги знаходились в межах допустимих норм.

Ключові слова : маневреність, керованість, колісна машина, рульовий механізм, базова лінія, траєкторія руху, передаточне відношення, математична модель.

ПЕРСПЕКТИВНИЙ СПОСОБ ПОВЫШЕНИЯ УПРАВЛЯЕМОСТИ КОЛЕСНЫХ МАШИН

Журавель Д. П., Бондарь А. Н.

Аннотация

В статье рассмотрен перспективный способ контроля направлением движения мобильных машин. Рассмотрены наиболее перспективные решения, которые позволяют получать адаптивное передаточное соотношение рулевого механизма в зависимости от условий движения мобильной машины. Определено, что основным эксплуатационным показателем колесной машины является её маневренность. Разработана кинематическая схема, которая дает наглядное представление о том, как располагается острив машины. Разработана дискретная математическая модель адаптивного рулевого управления колесной машины, которая позволяет изменять передаточное отношение рулевого механизма в зависимости от скорости движения. Её анализ показывает, что эффективность работы колесной машины растет - увеличивается технологическая скорость работы. При этом агротехнические требования находились в пределах допустимых норм.

Ключевые слова : маневренность, управляемость, колесная машина, рулевой механизм, базовая линия, траектория движения, передаточное отношение, математическая модель.

ADVANCED PERFORMANCE OF PERFORMANCE OF CEROVATION OF WHEEL MACHINES

D. Zhuravel, A. Bondar

Summary

The article discusses a promising way to control the direction of movement of mobile agricultural machines. The most promising solutions are considered that make it

possible to obtain an adaptive gear ratio of the steering mechanism depending on the conditions of movement of a mobile machine when performing agricultural operations. It has been determined that the main operational indicator of a wheeled vehicle is its maneuverability. The indicators of maneuverability are analyzed and its components are determined: controllability, understeer, fit. Moreover, each indicator consists of sublevels, which also affect the overall maneuverability of a wheeled vehicle. It was found that the maximum angle of rotation of the steering wheels does not exceed $40 \dots 55^{\circ}$, and the angle of rotation of the steering wheel in each direction is 1.5 ... 3.0 turns. As a result of the analysis of the movement of a wheeled vehicle along the "baseline", a kinematic diagram has been developed, which gives a visual representation of how the frame of the vehicle, steering and driving wheels are located. This analysis allowed the development of a discrete mathematical model of traditional wheel vehicle steering. However, such steering does not meet all the requirements for the quality of trajectory tracking at various speed modes. Therefore, a discrete mathematical model of adaptive steering of a wheeled vehicle was developed, which allows you to change the gear ratio of the steering mechanism depending on the speed of movement. Analysis of this mathematical model shows that the efficiency of the wheeled vehicle is growing. This became possible because it became possible to significantly increase the technological speed of the machine and at the same time maintain all agrotechnical requirements for the work performed.

Key words : maneuverability, controllability, wheeled vehicle, steering mechanism, base line, motion trajectory, gear ratio, mathematical model.

УДК 621.225.001.18

DOI: 10.31388/2078-0877-2020-20-4-91-105

ПРОГНОЗУВАННЯ ЗМІНИ ВИХІДНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИ ПРОЕКТУВАННІ ПЛАНЕТАРНОГО ГІДРОМОТОРА

Панченко А. І., д.т.н,

ORCID 0000-0002-1230-1463

Волошина А. А., д.т.н.,

ORCID 0000-0003-4052-2674

Панченко І. А., інженер

ORCID 0000-0003-2150-4278

*Таврійський державний агротехнологічний університет**імені Дмитра Моторного*

Засядько А. І., інженер

ВСП «Бердянський коледж ТДАТУ»

e-mail: mez@tsatu.edu.ua

Постановка проблеми. В останні роки йде напружений пошук та вдосконалення застосовуваних гідромашин з метою створення гідромашин з максимально простою конструкцією, технологією виготовлення та ремонту при мінімальній вартості. Особлива увага приділяється розробці тихохідних гідромоторів [1, 2], робочі елементи яких повинні мати низьку швидкість переміщення та володіти високою навантажувальною здатністю (тобто розвивати високий крутний момент). Гідромашини, що розробляються, повинні бути надійними в експлуатації, мати високий ККД, відносно невелику питому вагу та розміри.

В даний час в гідроприводах самохідної техніки знайшли широке застосування героторні [3, 4], орбітальні [5, 6] та планетарні [7, 8] гідромашини. Найбільшої уваги, з точки зору самохідної техніки, заслуговують планетарні гідромашини. Основними вузлами планетарних гідромашин є система роторів та розподільна система. В основу конструкції системи роторів закладений принцип роботи зубчастої пари з внутрішнім гіпоціклоїдальним зачепленням [9, 10]. У цих системах роторів відділення зони нагнітання від зони зливу забезпечується одночасно з умовою обкатки. Розподільна система планетарних гідромашин, утворена рухомим і нерухомим розподільниками та створює обертове гідравлічне поле, необхідне для отримання планетарного руху системи роторів [7, 8].

Основними недоліками планетарних гідромашин, як і всіх гідравлічних машин, є нерівномірність вихідних характеристик, що обумовлено похибкою форми виготовлення елементів системи роторів [9], а також пульсацією тиску робочої рідини в їх розподільній системі [11].

Таким чином, на сьогоднішній день дуже важливим є питання прогнозування зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора в заданому діапазоні зміни геометричних та робочих параметрів його системи роторів та розподільної системи з метою підвищення ефективності їх використання.

Аналіз останніх досліджень. Запропоновано реалізацію математичної моделі коливань ротора [12], дослідження динаміки ротора багатоступеневих відцентрових машин [13], розглянуті основні принципи енергетичного впливу при використанні ротора з радіальними каналами [14]. Виконано багатокритеріальний вибір [15] та оптимізацію гідродинамічного профілювання [16]. Аналіз цих досліджень показав, що на сьогоднішній день дуже мало літератури по методології проектування героторних, орбітальних та планетарних гідравлічних машин [17].

Наведено особливості епіциклоїдального та гіпоциклоїдального зачеплення [18]. Розглянуто взаємодію роторів орбітальних гідромашин, як беззазорне (теоретичне) з'єднання [6]. Досліджено вплив сил та моментів на зубчасту пару роторного трохойдального насоса [19]. У роботах не враховується відсутність жорсткого кінематичного зв'язку між роторами орбітального гідромотора, що дозволяє внутрішньому ротору довільно переміщатися в межах діаметрального зазору (самовстановлюватися). Розглянуто сили, що діють в зубчастому зачепленні героторного насоса, з урахуванням компресійного стану робочої рідини. Розроблено рекомендації для проектування героторних насосів [20]. Велика увага приділяється проектуванню гіпоциклоїдальних поверхонь роторів героторних гідромашин. Розроблено програму для проектування гіпоциклоїдальних поверхонь, що враховує рівняння гідродинаміки руху рідини в робочих камерах [21]. Запропоновано технологічний процес виготовлення роторів [22]. Проведено експериментальні дослідження дослідних зразків героторних насосів [23]. Обґрунтовано граничні відхилення похибки форми зубчастих поверхонь роторів [9]. Запропоновано метод визначення надійності гідромотора шляхом моделювання зміни технічного стану роторів [10]. Питання, пов'язані з проектуванням елементів системи роторів планетарних гідромашин не розглядалися.

Розроблено розрахункову схему та запропоновано математичний апарат [7, 24, 25], що дозволяють досліджувати вплив конструктивних параметрів розподільної системи на вихідні характеристики планетарного гідромотора. Досліджено вплив форми розподільних вікон [8, 26, 27] на вихідні характеристики планетарного гідромотора. Обґрунтовано кінематичні схеми розподільних систем [11, 28]. Питання, пов'язані з проектуванням елементів розподільних систем

планетарних гідромашин не розглядалися.

Розроблено універсальну модель мехатронної системи з гідравлічним приводом [29, 30], розглянуто особливості моделювання робочих процесів, що відбуваються в гідравлічній системі [31]. Запропоновано геометричні [32], математичні [33-35] та гідродинамічні [36, 37] моделі, що адекватно описують досліджувані процеси [38], а також досліджено кавітаційні явища [39]. Представлена повна тривимірна перехідна модель CFD для героторного двигуна [40]. Однією з ключових технологій моделювання такої машини є обробка сітки для об'єму рідини, що динамічно змінюється. Не проведено експериментальні дослідження, що підтверджують адекватність розроблених моделей.

Таким чином, проведення досліджень, що дозволяють прогнозувати зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора в заданому діапазоні зміни його геометричних та робочих параметрів є актуальним завданням.

Формулювання цілі статті (постановка завдання). Для вирішення проблеми прогнозування зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора необхідно:

- обґрунтувати параметри варіювання, що визначають зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора в залежності від конструктивних особливостей його системи роторів та розподільної систем;

- провести повнофакторний експеримент для отримання рівнянь регресії, що описують зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора в заданому діапазоні зміни конструктивних параметрів системи роторів;

- провести повнофакторний експеримент для отримання рівнянь регресії, що описують зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора в заданому діапазоні зміни конструктивних параметрів розподільної системи;

- провести порівняльні випробування серійного та модернізованого гідромоторів.

Основна частина. Проведені теоретичні дослідження показують [7, 8, 10, 11], що розробка математичних моделей, проведення параметричних досліджень і т.п. завжди пов'язане з низкою припущень та обмежень. Тому, з метою коригування моделі, визначення її адекватності, а також визначення ефективності отриманих результатів, необхідно провести порівняльні дослідження серійного та модернізованого гідромоторів.

На даному етапі виконання досліджень передбачається проведення повнофакторного експерименту з метою отримання рівнянь регресії, що описують зміну вихідних характеристик

планетарного гідромотора в заданому діапазоні зміни його геометричних та робочих параметрів.

Випробування проводилися з двома планетарними гідромоторами серії PRG-22, потужністю 22 кВт та робочим об'ємом 630 см³ (з серійною та модернізованою системою роторів та розподільною системою).

Номінальне (поточне) значення витрати встановлювалося за допомогою зміни потоку робочої рідини, при роботі гідромотора на холостому ходу (без навантаження), відповідно рівним 50, 70, 90 і 110 л/хв.

Необхідне навантаження задавали за допомогою гальмівного пристрою випробувального стенду в діапазоні 100...1500 Н·м з кроком 100 Н·м.

Для дослідження процесу зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора в залежності від перепаду тиску, витрати та похибки форми роторів використано математичне планування факторного експерименту.

Основними вхідними факторами x_i , що визначають зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора, при дослідженнях системи роторів, є: перепад тиску робочої рідини, $\Delta p - x_1$; витрата робочої рідини, $Q - x_2$; похибка форми роторів, $E - x_3$.

Як функції відгуку y_i вибиралися такі параметри: крутний момент на валу гідромотора, $M_{кр} - y_1$; частота обертання валу гідромотора, $n - y_2$; гідромеханічний ККД, $\eta_{мех} - y_3$; об'ємний ККД, $\eta_{об} - y_4$; загальний ККД гідромотора, $\eta - y_5$.

Незмінними факторами z_i є: температура робочої рідини, $t - z_1$; кінематична в'язкість робочої рідини, $\nu - z_2$; тонкість фільтрації робочої рідини, $F - z_3$.

Для визначення взаємозв'язку геометричних та функціональних параметрів планетарного гідромотора необхідно дослідити процес зміни його вихідних характеристик в залежності від конструктивних особливостей системи роторів (похибка форми виготовлення серійних і модернізованих роторів).

В результаті проведених досліджень отримано рівняння регресії (1...5) з урахуванням значущих коефіцієнтів, які адекватно описують досліджуваний процес зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора в залежності від перепаду тиску, витрати робочої рідини та похибки форми виготовлення роторів:

$$y_1(M_{кр}) = 1170,5 + 495 \cdot x_1 - 60,25 \cdot x_2 + 69,5 \cdot x_3 - 28,25 \cdot x_1 \cdot x_2 + 23 \cdot x_1 \cdot x_3 + 5,75 \cdot x_2 \cdot x_3, \quad (1)$$

$$y_2(n) = 111 + 75 \cdot x_2, \quad (2)$$

$$y_3(\eta_{\text{мех}}) = 0,843 - 0,037 \cdot x_2 - 0,056 \cdot x_3 + 0,0051 \cdot x_1 \cdot x_2 + 0,012 \cdot x_2 \cdot x_3, \quad (3)$$

$$y_4(\eta_{\text{об}}) = 0,942 + 0,015 \cdot x_1 + 0,0345 \cdot x_2 - 0,01 \cdot x_1 \cdot x_2, \quad (4)$$

$$y_5(\eta) = 0,792 + 0,013 \cdot x_1 - 0,0054 \cdot x_2 - 0,053 \cdot x_3 + 0,013 \cdot x_2 \cdot x_3. \quad (5)$$

Аналіз рівнянь (1...5) підтверджує, що зміна похибки форми роторів впливає на зміну (збільшення) крутного моменту $M_{\text{кр}}$ на валу гідромотора і не впливає на зміну частоти обертання n .

Розкодувавши рівняння (1...5) визначаємо зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора з урахуванням конструктивних особливостей його системи роторів:

- зміна крутного моменту $M_{\text{кр}} = f(\Delta p, Q, E)$:

$$M_{\text{кр}} = 83,84 \cdot \Delta p - Q \cdot (0,094 \cdot \Delta p + 0,04) + E \cdot (1,21 \cdot \Delta p + 0,036 \cdot Q + 2,46) - 2,91; \quad (6)$$

- зміна частоти обертання $n = f(Q)$:

$$n = 6 + 1,5 \cdot Q; \quad (7)$$

- зміна гідромеханічного ККД $\eta_{\text{мех}} = f(\Delta p, Q, E)$:

$$\eta_{\text{мех}} = 0,858 + 0,013 \cdot E - 0,0012 \cdot \Delta p - Q \cdot (0,0013 - 0,000017 \cdot \Delta p - 0,000075 \cdot E); \quad (8)$$

- зміна об'ємного ККД $\eta_{\text{об}} = f(\Delta p, Q)$:

$$\eta_{\text{об}} = 0,831 + 0,0048 \cdot \Delta p + Q \cdot (0,00115 - 0,000033 \cdot \Delta p); \quad (9)$$

- зміна загального ККД $\eta = f(\Delta p, Q, E)$:

$$\eta = 0,723 + 0,0022 \cdot \Delta p - 0,00047 \cdot Q + E \cdot (0,000082 \cdot Q + 0,011). \quad (10)$$

Отримані залежності (6...10) описують зміну функціональних параметрів планетарного гідромотора при зміні перепаду тиску Δp в діапазоні 8...20 МПа; витрати робочої рідини Q – 20...120 л/хв та похибки форми роторів – 0,02...0,21 мм [7].

Основними вхідними факторами x_i , що визначають зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора, при дослідженнях

системи роторів, ϵ : перепад тиску робочої рідини, $\Delta p - x_1$; частота обертання валу гідромотора, $n - x_2$; зазор між розподільними вікнами рухомого і нерухомого розподільників $\delta - x_3$.

Як функції відгуку y_i вибиралися такі параметри: витрата робочої рідини, $Q - y_1$; крутний момент на валу гідромотора, $M_{кр} - y_2$; гідромеханічний ККД, $\eta_{мех} - y_3$; об'ємний ККД, $\eta_{об} - y_4$; загальний ККД гідромотора, $\eta - y_5$.

Незмінними факторами z_i є: температура робочої рідини, $t - z_1$; кінематична в'язкість робочої рідини, $\nu - z_2$; тонкість фільтрації робочої рідини, $F - z_3$.

Для визначення взаємозв'язку геометричних та функціональних параметрів планетарного гідромотора необхідно дослідити процес зміни його вихідних характеристик в залежності від конструктивних особливостей розподільної системи (з зазором між розподільними вікнами та без зазору).

В результаті проведених досліджень отримано рівняння регресії (11...15) з урахуванням значущих коефіцієнтів, які адекватно описують досліджуваний процес зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора в залежності від перепаду тиску, витрати робочої рідини та зазору між розподільними вікнами:

$$y_1(Q) = 54,7 + 44,6 \cdot x_2 + 0,1475 \cdot x_2 \cdot x_3, \quad (11)$$

$$y_2(M_{кр}) = 251 + 81 \cdot x_1 - 4 \cdot x_2 - 20,75 \cdot x_3 + 3 \cdot x_1 \cdot x_2 - 6,25 \cdot x_1 \cdot x_3, \quad (12)$$

$$y_3(\eta_{мех}) = 0,851 - 0,022 \cdot x_2 - 0,061 \cdot x_3 + 0,013 \cdot x_1 \cdot x_2 - 0,005 \cdot x_1 \cdot x_3 - 0,00325 \cdot x_2 \cdot x_3, \quad (13)$$

$$y_4(\eta_{об}) = 0,945 - 0,00325 \cdot x_1 + 0,00625 \cdot x_2 - 0,00275 \cdot x_3, \quad (14)$$

$$y_5(\eta) = 0,804 - 0,00363 \cdot x_1 - 0,0161 \cdot x_2 - 0,0609 \cdot x_3 + 0,0129 \cdot x_1 \cdot x_2 - 0,00387 \cdot x_1 \cdot x_3 - 0,00387 \cdot x_2 \cdot x_3. \quad (15)$$

Аналіз рівнянь (11...15) підтверджує, що зміна зазору δ між розподільними вікнами рухомого та нерухомого розподільників впливає на зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора: витрату робочої рідини Q , крутний момент $M_{кр}$ та ККД η . Зміна перепаду тиску Δp впливає на зміну крутного моменту $M_{кр}$ та ККД η гідромотора. Зміна частоти обертання n впливає на зміну витрати робочої рідини Q , крутного моменту $M_{кр}$ та ККД η гідромотора.

Визначимо зміну крутного моменту $M_{кр}$, частоти обертання n та ККД η гідромотора при зміні витрати робочої рідини Q в діапазоні від 20 л/хв до 120 л/хв, перепаду тиск Δp – від 8 МПа до 20 МПа та зазору δ між розподільними вікнами рухомого і нерухомого розподільників – від 0 до 0,015 рад. з метою отримання моделі, яка описує роботу планетарного гідромотора.

Для визначення залежності $M_{кр} = f(\Delta p, Q, \delta)$ з рівняння (11) визначимо зміну частоти обертання $n = f(Q)$, попередньо розкодувавши його

$$n = \frac{270 \cdot Q - 14769}{44,45 + 19,4 \cdot \delta} + 330. \quad (16)$$

Розкодувавши рівняння (12) та підставивши в нього рівняння (16), визначимо зміну крутного моменту на валу гідромотора:

$$M_{кр} = 8,99 - 263,15 \cdot \delta + (21,82 - 205,59 \cdot \delta) \cdot \Delta p + \frac{(0,75 \cdot \Delta p - 11,99) \cdot Q - 41,06 \cdot \Delta p + 655,74}{44,45 + 19,4 \cdot \delta}. \quad (17)$$

Розкодувавши рівняння (13...15) визначаємо зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора з урахуванням конструктивних особливостей його розподільної системи:

- зміна гідромеханічного ККД $\eta_{мех} = f(n, \Delta p, \delta)$:

$$\eta_{мех} = 0,967 - n \cdot (0,0002 - 0,000012 \cdot \Delta p + 0,0016 \cdot \delta) - \delta \cdot (5,53 + 0,16 \cdot \Delta p) - 0,0003 \cdot \Delta p; \quad (18)$$

- зміна об'ємного ККД $\eta_{об} = f(n, \Delta p, \delta)$:

$$\eta_{об} = 0,95 - 0,0008 \cdot \Delta p + 0,00002 \cdot n - 0,36 \cdot \delta; \quad (19)$$

- зміна загального ККД $\eta = f(n, \Delta p, \delta)$:

$$\eta = 0,926 - n \cdot (0,0002 - 0,000012 \cdot \Delta p + 0,0019 \cdot \delta) - \delta \cdot (5,81 + 0,13 \cdot \Delta p) - 0,004 \cdot \Delta p. \quad (20)$$

Отримані залежності (16...20) описують роботу планетарного гідромотора в умовах експлуатації з модернізованою розподільною системою з кінематичною схемою 7/6 при використанні двох

додаткових розвантажувальних вікон рухомого розподільника.

В результаті проведених досліджень отримані рівняння регресії, які адекватно описують зміну функціональних параметрів планетарного гідромотора в усьому діапазоні зміни параметрів експлуатації. Виконані дослідження дозволяють прогнозувати зміну вихідних характеристик планетарних гідромоторів при їх розробці, проектуванні та модернізації.

Реалізація отриманих рівнянь регресії для визначення загального ККД модернізованого гідромотора представлена на рис. 1.

Планетарні гідромотори серії PRG мають досить високий і стабільний ККД в широкому діапазоні зміни вихідних параметрів. При цьому загальний ККД модернізованого гідромотора (рис. 1, а) на 11% вище, ніж серійного (рис. 1, б).

Необхідно відзначити, що загальний ККД модернізованого гідромотора (рис. 1, а) змінюється в діапазоні 0,8...0,88 в залежності від зміни вихідних параметрів. Причому найкраще значення ККД ($\eta = 0,88$) залишається стабільним в діапазоні зміни крутного моменту від 300 Н·м до 1300 Н·м та частоти обертання – від 20 об/хв до 110 об/хв. ККД серійного гідромотора (рис. 1, б) змінюється в діапазоні 0,7...0,78. Максимальне значення ККД ($\eta = 0,78$) залишається стабільним зміни крутного моменту в діапазоні при від 500 Н·м до 1200 Н·м та частоти обертання – від 30 об/хв до 90 об/хв.

В результаті проведених експериментальних досліджень отримано математичні моделі у вигляді рівнянь регресії, які адекватно описують зміну функціональних параметрів планетарного гідромотора в усьому діапазоні зміни параметрів його експлуатації. Виконані дослідження дозволяють прогнозувати зміну вихідних характеристик планетарних гідромоторів в експлуатаційних умовах.

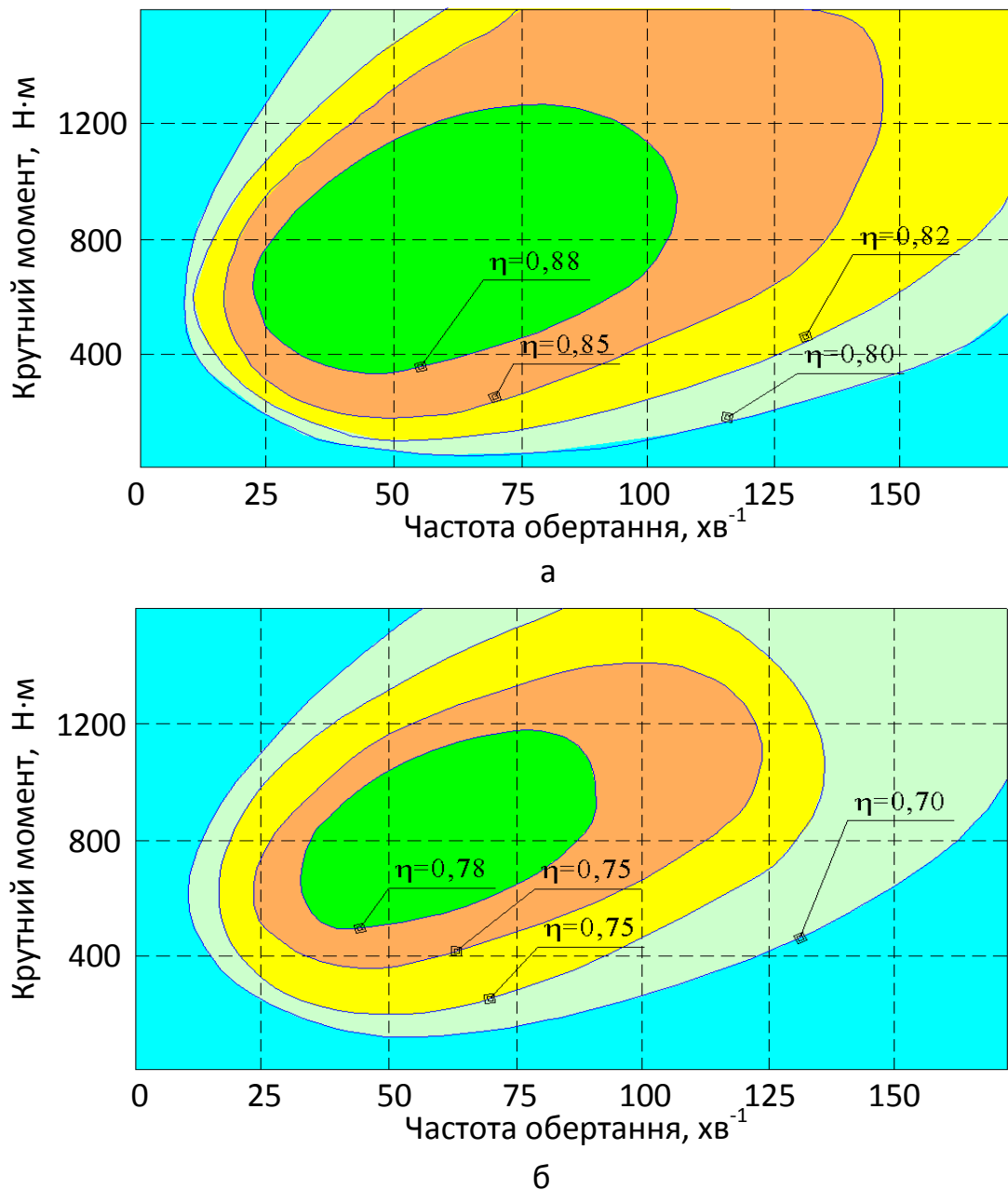


Рис. 1. Зовнішні характеристики планетарних гідромоторів серії PRG-22: а – модернізованого, б – серійного

Висновки. В результаті виконаних досліджень отримано рівняння регресії, що описують зміну функціональних параметрів планетарного гідромотора серії PRG-22 в широкому діапазоні зміни параметрів експлуатації. Діапазон зміни перепаду тиску становив від 8 МПа до 20 МПа, витрати робочої рідини – від 20 л/хв до 120 л/хв, похибки форми виготовлення системи роторів – від 0,02 мм до 0,21 мм та зазору між розподільними вікнами від 0 рад до 0,015 рад. Отримані рівняння регресії, адекватно описують зміну функціональних параметрів планетарного гідромотора в усьому діапазоні зміни параметрів

експлуатації.

Реалізація отриманих рівнянь регресії для визначення загального ККД модернізованого гідромотора показує, що загальний ККД змінюється в діапазоні 0,8...0,88 в залежності від зміни вихідних параметрів. Причому, оптимальне значення ККД ($\eta = 0,88$) залишається стабільним в діапазоні зміни крутного моменту від 300Н·м до 1300 Н·м та частоти обертання – від 20 об/хв до 110 об/хв. ККД серійного гідромотора змінюється в діапазоні 0,7...0,78 і має максимальне значення ($\eta = 0,78$) при зміні крутного моменту від 500Н·м до 1200 Н·м та частоти обертання – від 30 об/хв до 90 об/хв.

Таким чином, виконані дослідження дозволяють прогнозувати зміну вихідних характеристик планетарних гідромоторів в широкому діапазоні зміни параметрів експлуатації при їх проектуванні та модернізації.

Список використаних джерел:

1. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Конструктивные особенности планетарных гидромоторов серии PRG. *Вісник НТУ «ХПІ». Сер. Гідравлічні машини та гідроагрегати*. 2018. № 17 (1293). С. 88-95.
2. Панченко А. І. Гідромашини для приводу активних робочих органів та ходових систем мобільної сільськогосподарської техніки. *Техніка АПК*. 2006. № 3. С. 11-13.
3. Development of an Integrated System for the Automated Design of a Gerotor Oil Pump / Y. Chang et al. *Journal of Mechanical Design*. 2006. Vol. 129, № 10. P. 1099–1105. DOI: 10.1115/1.2757629.
4. Teeth Clearance and Relief Grooves Effects in a Trochoidal-Gear Pump Using New Modules of GeroLAB / P. J. Gamez-Montero et al. *Journal of Mechanical Design*. 2012. Vol. 134, № 5. 054502-7. DOI: 10.1115/1.4006440.
5. Yang D., Yan J., Tong S. Flowrate Formulation of Deviation Function Based Gerotor Pumps. *Journal of Mechanical Design*. 2010. Vol. 132, № 6. 064503-5. DOI: 10.1115/1.4001595.
6. Design of rotor for internal gear pump using cycloid and circular-arc curves / T. Choi et al. *Journal of Mechanical Design*. 2012. Vol. 134, № 1. 011005-12. DOI: 10.1115/1.4004423.
7. Improving the output characteristics of planetary hydraulic machines / A. Voloshina, A. Panchenko, I. Panchenko, O. Titova, A. Zasiadko. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2019. Vol. 708, № 1. 012038. DOI: 10.1088/1757-899X/708/1/012038.

8. Voloshina A., Panchenko A., Boltyansky O., Titova O. Improvement of Manufacture Workability for Distribution Systems of Planetary Hydraulic Machines. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham. 2019. 732-741. DOI:10.1007/978-3-030-22365-6_73.

9. The Influence of the form error after rotor manufacturing on the output characteristics of an orbital hydraulic motor / A. Panchenko, A. Voloshina, I. Milaeva, I. Panchenko, O. Titova. *International Journal of Engineering and Technology*. 2018. Vol. 7, № 4.3. P. 1–5. DOI: 10.14419/ijet.v7i4.3.19542.

10. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А. Надійність конструкції роторів планетарного гідромотора. *Праці ТДАТУ*. Мелітополь, 2020. Вип. 20, т. 2. С. 23-35. DOI:10.31388/2078-0877-20-2-23-35.

11. Justification of the Kinematic Diagrams for the Distribution System of a Planetary Hydraulic Motor / A. Voloshina, A. Panchenko, O. Boltyansky, I. Panchenko, O. Titova. *International Journal of Engineering and Technology*. 2018. Vol. 7, № 4.3. P. 6–11. DOI: 10.14419/ijet.v7i4.3.19544.

12. Application of artificial neural network for identification of bearing stiffness characteristics in rotor dynamics analysis / I. Pavlenko et al. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham. 2019. P. 325–335. DOI: 10.1007/978-3-319-93587-4_34.

13. Pavlenko I. V., Simonovskiy V. I., Demianenko M. M. Dynamic analysis of centrifugal machine rotors supported on ball bearings by combined using 3D and beam finite element models. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2017. Vol. 233. 012053. DOI: 10.1088/1757-899X/233/1/012053.

14. Increasing of equipment efficiency by intensification of technological processes, *Periodica Polytechnica* / A. Fesenko et al. *Mechanical Engineering*. 2019. Vol. 63, № 1. P. 67–73. DOI: 10.3311/PPme.13198.

15. Karpus V. E., Ivanov V. A. Choice of the optimal configuration of modular reusable fixtures. *Russian Engineering Research*. 2012. Vol. 32, № 3. P. 213–219. DOI: 10.3103/S1068798X12030124.

16. Appliance of inertial gas-dynamic separation of gas-dispersion flows in the curvilinear convergent-divergent channels for compressor equipment reliability improvement / O. O. Liaposhchenko et al. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2017. Vol. 233. 012025. DOI: 10.1088/1757-899X/233/1/012025.

17. Gamez-Montero P., Codina E., Castilla R. A Review of Gerotor Technology in Hydraulic Machines. *Energies*. 2019. Vol. 12. 2423. DOI: 10.3390/en12122423.

18. Stryczek J. Characteristic parameters of hydraulic displacement machines with cycloidal gearing. *Mechanism and machine theory*. 1993. Vol. 1, № 28. P. 97–112. DOI: 10.1016/0094-114x(93)90050-6.

19. Ivanović L., Blagojević M., Devedžić G., Assoul Y. Analytical and Numerical Analysis of Load Gerotor Pumps. *Scientific Technical Review*. 2010. Vol. 60, № 1. 30–38.

20. Ivanovic L., Miric N., Devedzic G., Ćuković S.: Analysis of forces and moments in gerotor pumps. *Journal of Mechanical Engineering Science*. 2010. Vol. 224, № 10. P. 2257–2269. DOI: 10.1243/09544062JMES2041.

21. Stryczek J., Bednarczyk S., Biernacki K. Gerotor pump with POM gears: Design, production technology, research. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*. 2014. Vol. 14, № 3. P. 391–397. DOI: 10.1016/j.acme.2013.12.008.

22. A two scale mixed lubrication wearing-in model, applied to hydraulic motors / J. Furustig et al. *Tribology International*. 2015. Vol. 90. P. 248–256. DOI: 10.1016/j.triboint.2015.04.033.

23. Stryczek J., Bednarczyk S., Biernack K. Strength analysis of the polyoxymethylene cycloidal gears of the gerotor pump. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*. 2014. Vol. 14, № 4. P. 647–660. DOI: 10.1016/j.acme.2013.12.005.

24. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Способы распределения рабочей жидкости в планетарных гидромашинах. *Вісник НТУ «ХПІ». Сер. Гідравлічні машини та гідроагрегати*. 2016. № 20 (1192). С. 46-52.

25. Панченко А. И., Волошина А. А., Засядько А. І. Вплив конструктивних особливостей торцевої розподільної системи на функціональні параметри планетарного гідромотора. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2017. Вип. 17, т. 3. С. 33-50.

26. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А. Обґрунтування геометричних параметрів розподільних систем планетарних гідромашин. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2020. Вип. 20, т. 1. С. 82-92. DOI:10.31388/2078-0877-20-1-82-92.

27. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А., Засядько А. И. Поліпшення вихідних характеристик планетарних гідромашин. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2019. Вип. 19, т. 2. С. 68-85.

28. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Обгрунтування кінематичних схем розподільних систем гідромашин планетарного типу. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2018. Вип. 18, т. 2. С. 30-49.
29. Development of the universal model of mechatronic system with a hydraulic drive / A. Panchenko, A. Voloshina, S. Kiurchev et al. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018. Vol. 4, № 7 (94). P. 51–60. DOI: 10.15587/1729-4061.2018.139577.
30. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Модель гідралічного приводу мехатронної системи. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2018. Вип. 18, т. 2. С. 59-83.
31. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Особенности моделирования рабочих процессов, происходящих в гидравлической системе насос-клапан-гидровращатель. *Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2016. Вип. 6, т. 1. С. 63-79.
32. Altare G., Rundo M. Computational Fluid Dynamics Analysis of Gerotor Lubricating Pumps at High-Speed: Geometric Features Influencing the Filling Capability. *Journal of Fluids Engineering*. 2016. Vol. 38 (11). FE-15-1757. DOI: 10.1115/1.4033675.
33. Van de Ven J. D. On Fluid Compressibility in Switch-Mode Hydraulic Circuits. Part I: Modeling and Analysis. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. 2012. Vol. 135 (2). 021013-021013-13. DOI: 10.1115/1.4023062.
34. Van de Ven J. D. On Fluid Compressibility in Switch-Mode Hydraulic Circuits. Part II: Experimental Results. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. 2012. Vol. 135 (2). 021014-021014-7. DOI: 10.1115/1.4023063.
35. Панченко А. И. Математическая модель гидроагрегата с планетарным гидромотором. *Промислова гідравліка і пневматика*, 2005. № 4 (10). С. 102-112.
36. Hsieh C. Flow Characteristics of Gerotor Pumps With Novel Variable Clearance Designs. *Journal of Fluids Engineering*. 2015. Vol. 137 (4). FE-14-1137. DOI: 10.1115/1.4029274.
37. Лурье З. Я., Цента Е. Н., Панченко А. И. Динамика двухмерной системы управления мехатронного гидроагрегата с навесным оборудованием трактора. *Промислова гідравліка і пневматика*. 2017. № 3 (10). С. 29-46.

38. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Оценка адекватности математической модели планетарного гидромотора в составе гидроагрегата. *Промислова гідравліка і пневматика*. 2018. № 1 (59). С. 55-71.

39. Velev E. Study Cavitation Gerotor Motors, Using Computer Simulatio. *XV International Scientific Conference: Renewable Energies and Innovative Technologies*. 2016. P. 64–66.

40. Ding H., Lu J. X., Jiang B. A. CFD model for orbital gerotor motor. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2012. Vol. 15, № 6. 062006. DOI: 10.1088/1755-1315/15/6/062006.

ПРОГНОЗУВАННЯ ЗМІНИ ВИХІДНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИ ПРОЕКТУВАННІ ПЛАНЕТАРНОГО ГІДРОМОТОРА

Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Засядько А. І.

Анотація

На сьогоднішній день особлива увага приділяється розробці тихохідних гідромоторів, робочі елементи яких повинні мати низьку швидкість переміщення та розвивати високий крутний момент. Обґрунтовано параметри варіювання, що визначають зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора в залежності від конструктивних особливостей його системи роторів та розподільної системи. Отримано рівняння регресії, що описують зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора в заданому діапазоні зміни його робочих параметрів. Отримані рівняння регресії адекватно описують зміну функціональних параметрів планетарного гідромотора. Обґрунтовано зміну ККД планетарного гідромотора в широкому діапазоні зміни параметрів експлуатації. Виконані дослідження дозволяють прогнозувати зміну вихідних параметрів планетарних гідромоторів при проектуванні.

Ключові слова : планетарний гідромотор, система роторів, розподільна система, рівняння регресії, задані вихідні характеристики.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ВЫХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ПЛАНЕТАРНОГО ГИДРОМОТОРА

Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А., Засядько А. И.

Аннотация

На сегодняшний день особое внимание уделяется разработке тихоходных гидромоторов, рабочие элементы которых должны иметь низкую скорость перемещения и развивать высокие крутящие моменты. Обоснованы параметры варьирования, определяющие изменение выходных характеристик планетарного гидромотора в зависимости от конструктивных особенностей его системы роторов и распределительной систем. Получены уравнений регрессии, описывающие изменение выходных характеристик планетарного гидромотора в заданном диапазоне изменения его рабочих параметров. Полученные уравнения регрессии адекватно описывают изменение функциональных параметров планетарного гидромотора. Обосновано изменение КПД планетарного гидромотора в широком диапазоне изменения параметров эксплуатации. Выполненные исследования позволяют прогнозировать изменения выходных

параметров планетарных гидромоторов при проектировании.

Ключевые слова : планетарный гидромотор, система роторов, распределительная система, уравнения регрессии, заданные выходные характеристики.

PREDICTING CHANGE OF OUTPUT CHARACTERISTICS WHEN DESIGNING A PLANETARY MOTOR

A. Panchenko, A. Voloshina, I. Panchenko, A. Zasiadko

Summary

The main units of the planetary hydraulic machines are the rotor system and the distribution system. The design of the rotor system is based on the principle of operation of a toothed pair (movable and stationary rotor) with internal hypocycloidal gearing. In these rotor systems, the separation of the injection zone from the drain zone is ensured simultaneously with the running-in condition. The distribution system of planetary hydraulic machines is formed by movable and stationary distributors and creates a rotating hydraulic field necessary to obtain the planetary motion of the rotor system. The rotating hydraulic field moves parallel to the surface of the stationary rotor. A movable rotor rolls over a fixed one at the same speed as the hydraulic field, while rotating in the opposite direction. The hydraulic field, in this hydraulic motor, acts as a crank of the planetary gearbox. The main disadvantages of planetary hydraulic machines, like all hydraulic machines, are the unevenness of the output characteristics due to the shape error of the elements of the rotor system, as well as the pulsation of the pressure of the working fluid in their distribution system. Thus, research aimed at predicting changes in the output characteristics of a planetary hydraulic motor in a given range of changes in its operating parameters is an urgent task.

The parameters of variation are substantiated, which determine the change in the output characteristics of the planetary hydraulic motor, depending on the design features of its system of rotors and distribution systems. Regression equations are obtained that describe the change in the output characteristics of a planetary hydraulic motor in a given range of changes in its operating parameters. The obtained regression equations adequately describe the change in the functional parameters of the planetary hydraulic motor. The change in the efficiency of a planetary hydraulic motor in a wide range of changes in operating parameters has been substantiated. The performed studies allow predicting changes in the output parameters of planetary hydraulic motors during design.

Key words : planetary hydraulic motor, rotor system, distribution system, regression equations, set output characteristics.

УДК 631.17:534.6

DOI: 10.31388/2078-0877-2020-20-4-106-114

ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПОДІЛЬНО-МНОЖУВАЛЬНОГО БЛОКУ ПРИСТРОЮ ОЦІНКИ ЯКОСТІ БІОЛОГІЧНИХ СТРУКТУР ФІКСОВАНОЇ ГЕОМЕТРИЧНОЇ ФОРМИ

Яковлев В. Ф., проф

ORCID: 0000-0001-5261-4432

Сумський національний аграрний університет

e-mail: vfyakov@gmail.com

Постановка проблеми. Висока якість продукції сільського господарства, що йде на реалізацію населенню, може бути досягнена тільки при забезпеченні технологічних процесів (виробництва, переробки, зберігання) технічними засобами контролю якісних ознак початкової сировини, контролем якості продукції на проміжних і кінцевих операціях.

Показники якості продукції, які встановлюються стандартами, передбачають у своїй більшості, або органолептичні методи оцінки, або хімічні методи аналізу, що вимагають певних навичок від особи, яка виконує контроль і великих витрат часу на їх проведення. Особливо важко визначати якісні ознаки продукту в технологічному потоці, що призведе до суттєвого зниження продуктивності та збільшення собівартості кінцевого продукту.

Тільки при широкому впровадженні сучасних методів і технічних засобів неруйнівного експресного контролю якісних ознак продукції можливо позитивне вирішення цієї задачі.

Тому наукові дослідження, які направлені на створення технічних систем, що забезпечують експресний неруйнівний контроль якісних ознак вище названих біологічних структур в технологічному процесі є актуальними.

Із порівняння переваг та недоліків різних фізичних методів контролю, які можуть бути реалізовані у технічному засобі, найбільш перспективним є метод акустичного зондування, який дозволяє оцінювати якісні ознаки продукту, що тісно пов'язані з його анатомічною структурою і фізико-біохімічними характеристиками, по параметрам акустичного поля [1,4,6].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Суттєвий внесок у дослідження, які пов'язані із застосуванням акустичних методів контролю, досліджень по вивченню взаємозв'язків якісних і кількісних ознак біологічних об'єктів з параметрами акустичного

поля, зробили цілий ряд вчених. Але, аналіз результатів цих досліджень свідчить проте, що більшість з них хоча і мають глибокі теоретичні проробки, але вони пов'язані з особливостями того чи іншого конкретного пристрою, які не дозволяють узагальнити підхід до питань проектування названих технічних систем [1,4,6]. Крім того, нові, більш сучасні методи потребують нових технічних рішень та проведення відповідних експериментальних досліджень, як по технічним засобам, так і окремим складовим (окремим блокам) цих пристроїв, з метою підвищення точності і ефективності їх роботи. Одним із таких складових блоків електронно-акустичного пристрою (ЕАП) неруйнівного контролю якості біологічних об'єктів фіксованої геометричної форми є подільно-множувальний блок, який повинний забезпечувати необхідну швидкість виконання закладених функцій, їх точність і достовірність.

Викладене вище визначає мету та основні задачі досліджень і дозволяє сформулювати основні принципи побудови названого блоку для технічних засобів неруйнівного експресного контролю.

Формулювання цілей статті. Теоретичне та експериментальне обґрунтування параметрів схеми та вихідних характеристик подільно-множувального блоку, які забезпечують відповідні умови проектування і технічної реалізації пристроїв експресного неруйнівного контролю якісних ознак біологічних об'єктів фіксованої геометричної форми.

Основна частина. Проведені раніше дослідження [1,4,6] дозволили отримати відповідні залежності вихідного сигналу біологічних об'єктів фіксованої геометричної форми різного ступеню стиглості при їх ударному збудженні, а також сформулювати основні принципи побудови блоків технічних засобів неруйнівного експресного контролю. Задача полягає у розробці блоку технічного засобу, який може виконувати необхідні функції обробки вхідних сигналів по заданому алгоритму з необхідною точністю. Цю функцію у пристрої контролю якісних ознак біологічних об'єктів виконує подільно-множувальний блок, схему якого наведено на рисунку 1.

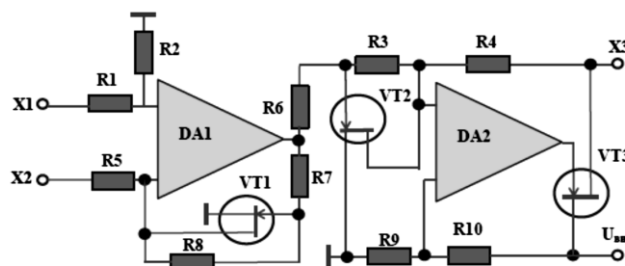


Рис. 1. Схема подільно-множувального блоку

Схема складається із операційних підсилювачів DA1 та DA2, польових транзисторів VT1... VT3, резисторів R1... R10. Диференційний підсилювач DA1 сумісно з резисторами R1, R2, R5 представляє схему перетворення напруги U2 (вхід X2) у провідність Y1 польового транзистора VT1 [3,5]:

$$Y1 = \frac{U2(R1+R2)}{U1 \cdot R2 \cdot R5} - \frac{1}{R5}, \quad (1)$$

де U1 - напруга на вході X1), B.

Вихідна напруга з DA1 управляє польовими транзисторами VT1 і VT2. Якщо, напруги відсічки транзисторів рівні, тоді провідність VT2 буде визначатися за формулою [3]:

$$Y2 = K1 \left[\frac{U2(R1+R2)}{U1 \cdot R2 \cdot R5} - \frac{1}{R5} \right], \quad (2)$$

де K1 - коефіцієнт пропорційності.

Диференційний підсилювач DA2 керує транзистором VT3, який сумісно з резисторами R4, R9, R10 представляє коло, що управляється опором польового транзистора VT3. Коло із опору VT3 (R_{VT3}) та R9, R10 представляє собою сумарний резистивний опір R_{Σ} . R_{VT3} можна визначити із рівняння:

$$\frac{U3 \cdot R8}{R_{VT3} + R9 + R10} = \frac{U3}{(R4 + \frac{1}{Y2}) \cdot Y2}. \quad (3)$$

Із (3), після відповідних перетворень, отримаємо:

$$R_{VT3} = Y2 \cdot R4 \cdot R9 - R10. \quad (4)$$

Сумарний резистивний опір можна представити у вигляді:

$$R_{\Sigma} = Y2 \cdot R4 \cdot R9 + R9. \quad (5)$$

Після підстановки (2) в (5), отримаємо:

$$R_{\Sigma} = \frac{U2}{U1} \frac{R9(R1+R2)K1 \cdot R4}{R2 \cdot R5} - \frac{K1 \cdot R4 \cdot R9}{R5} + R9. \quad (6)$$

При виконанні умови: $R5 = K1 \cdot R4$ вираз (6) можна представити у вигляді:

$$R_{\Sigma} = \frac{U_2}{U_1} \frac{R_9(R_1 + R_2)}{R_2}. \quad (7)$$

Із (7) слідує, що R_{Σ} дозволяє здійснювати лінійне регулювання опором входу X2 та провідністю входу X1. Так, як в якості вихідного сигналу взята напруга $U_{\text{вих}} = I(R_{VT3} + R_9)$ тому, в даному випадку, наведений блок в цілому виконує функцію подільного- множувально пристрою, тобто:

$$U_{\text{вих}} = K \frac{U_1 \cdot U_3}{U_2}, \quad (8)$$

де K - коефіцієнт пропорційності:

$$K = \frac{R_2(R_9 + R_{10})}{R_9(R_1 + R_2)}. \quad (9)$$

Наведену теоретичну модель (8) складено із рядом допущень, тому виникає необхідність перевірки її точності експериментальними методами у всьому діапазоні зміни вхідних сигналів, пропорційних $U_1 \dots U_3$ ($U_1 = 5 \dots 10$ В; $U_2 = 1 \dots 5$ В; $U_3 = 1 \dots 10$ В).

Для лінеаризації моделі до розгляду прийнята не вихідна залежність (8), а її логарифм. Було проведено повний факторний експеримент, в якому у якості відгуку прийнято $\ln y$ ($\ln U_{\text{вих}}$), а у якості факторів $\ln X_1$ ($\ln U_1$); $\ln X_2$ ($\ln U_2$); $\ln X_3$ ($\ln U_3$). Тоді вираз (8) буде мати вигляд:

$$\ln y = \ln K + \ln X_1 - \ln X_2 + \ln X_3. \quad (10)$$

Умови експерименту згідно [2], тобто інтервали варіювання, основний та граничні рівні наведено у таблиці 1. Кодування факторів x_i проводилося за формулами:

$$x_{i0} = \frac{\ln X_{iB} + \ln X_{iH}}{2}, \quad (11)$$

$$x_i = \frac{\ln X_i - \ln X_{i0}}{\Delta X}, \quad (12)$$

$$\Delta X = \frac{\ln X_{iB} - \ln X_{iH}}{2}, \quad (13)$$

де X_i - і-ий рівень і-ого фактору; X_{i0} - основний рівень і-ого фактору; ΔX - інтервал варіювання і-ого фактору.

Таблиця 1 - Умови експерименту

Рівень	Фактори		
	$\ln X_1$	$\ln X_2$	$\ln X_3$
Основний рівень, X_{i0}	1,9561	0,8048	1,1512
Нижній рівень, X_{iH}	1,6095	0	0
Верхній рівень, X_{iB}	2,3026	1,6095	2,3026
Інтервал варіювання, ΔX	0,3465	0,8048	1,1512
Кодоване позначення факторів, x_i	x_1	x_2	x_3

Для проведення повного факторного експерименту (ПФЕ 2^3) вихідне рівняння регресії має наступний вигляд:

$$y = b_0x_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{123}x_1x_2x_3. \quad (14)$$

Матриця плану експерименту та середнє значення відгуків наведено у таблиці 2.

Таблиця 2 - Матриця та результати плану ПФЕ 2^3

Номер досліджу	x_1	x_2	x_3	y_{u1}	y_{u2}	\bar{y}_u	$\ln \bar{y}_u$
1	2	3	4	5	6	7	8
1	-	-	-	0,0390	0,0400	0,0395	-3,4201
2	+	-	-	0,1025	0,1031	0,1028	-2,2053
3	-	+	-	0,0120	0,0120	0,0120	-4,6560
4	+	+	-	0,0230	0,0230	0,0230	-3,7010
5	-	-	+	0,4100	0,4100	0,4100	-0,9100
6	+	-	+	0,9802	0,9804	0,9803	-0,0098
7	-	+	+	0,1020	0,1020	0,1020	-2,2543
8	+	+	+	0,2650	0,2654	0,2652	-1,3049

Розрахунки виконувалися за відомими наступними формулами:

1) середнє значення:

$$\bar{y}_u = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n y_{uj}; \quad (15)$$

2) дисперсія:

$$s_u^2 = \frac{1}{n-1} (\sum_{j=1}^n y_{uj}^2 - n\overline{y_u^2}); \quad (16)$$

3) однорідність строкових дисперсій (критерій Кохрена):

$$G_p = \frac{s_u^2 \max}{\sum_{u=1}^N s_u^2}; \quad (17)$$

4) дисперсія відтворюваності:

$$s_y^2 = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N s_u^2 = \frac{1}{N-1} \sum_{u=1}^N (\sum_{j=1}^n y_{uj}^2 - n\overline{y_u^2}); \quad (18)$$

5) коефіцієнти рівняння регресії:

$$b_i = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N x_{iu} \overline{y_u} = \frac{1}{\sum_{u=1}^N x_{iu}^2} \sum_{u=1}^N x_{iu} \overline{y_u}; \quad (19)$$

5) середньо квадратичне відхилення для і-ого коефіцієнту регресії:

$$s_{bi} = \frac{s_y}{\sqrt{nnN}}; \quad (20)$$

6) критичне значення b-коефіцієнтів:

$$b_{кри} = s_{bi} t_{табл}; \quad (21)$$

7) дисперсія адекватності:

$$s_{ад} = \frac{1}{N-1} n \sum_{u=1}^N (\overline{y_u} - y_u)^2, \quad (22)$$

де $\overline{y_u}$ - построкові середні; y_{uj} - значення відгуку і-ого дослід; $s_{u \max}^2$ - максимальне значення із построкових дисперсій; N - кількість дослідів; n - кількість повторів дослідів; x_{iu} - значення фактору в і-ому досліді; s_y - помилка дослід; s_u^2 - построкова дисперсія і-ого дослід; $t_{табл}$ - табличне значення розподілу Стьюдента.

Виключивши статистично незначущі коефіцієнти із рівняння регресії (14) отримуємо кінцеве рівняння:

$$y = -2,489 + 0,597x_1 - 0,856x_2 + 1,201x_3. \quad (23)$$

Після переходу від кодованих змінних і відповідних перетворень отримуємо рівняння у фізичних змінних:

$$\ln y = -3,88 + 0,97 \ln X_1 - 0,96 \ln X_2 + 0,99 \ln X_3 . \quad (24)$$

Висновки. Проведені теоретичні та експериментальні дослідження свідчать про те, що отримані емпіричні та теоретичні математичні моделі запропонованого подільно - множувального блоку можуть бути використані для кількісної оцінки впливу відхилення параметрів блоку на його вихідні характеристики з достатньою ступеню точності та для оптимізації блоку по любому із вихідних параметрів.

Список використаних джерел :

1. Іноземцев Г. Б., Яковлев В. Ф., Козирський В. В. Застосування акустичних технологій в аграрному виробництві: навчальний посібник. Київ: Аграр Медіа Груп, 2013. 171 с.
2. Іноземцев Г. Б., Козирський В. В. Технологія наукових досліджень енергетичних систем в аграрному виробництві: навчальний посібник. Київ: Аграр Медіа Груп, 2011. 198 с.
3. Квітка С. О., Яковлев В. Ф., Нікітіна О. В. Електроніка та мікросхемо техніка: навчальний посібник. Суми: СНАУ, 2012. 285 с.
4. Яковлев В. Ф. Визначення якості сільськогосподарської продукції методом акустичної емісії. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Технічні науки.* Харків, 2015. Вип. 164: Проблеми енергозабезпечення та енергозбереження в АПК України. С. 75-77.
5. Аксенов А. И., Нефедов А. В. Отечественные полупроводниковые приборы. Москва: СОЛОН-Пресс, 2005. 584 с.
6. The acoustic control of fruit damage / V. F. Jakovlev, I. P. Nazarenko, M. V. Yakovleva, A. N. Terekhov. *Sistemy mikropro-cesorowe wrolnictwte. 2nd conference on mickoprocessor systems in acgriculture.* Conference materials. (18...19 September 1997). Plock, 1997. P. 113-117.

ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПОДІЛЬНО-МНОЖУВАЛЬНОГО БЛОКУ ПРИСТРОЮ ОЦІНКИ ЯКОСТІ БІОЛОГІЧНИХ СТРУКТУР ФІКСОВАНОЇ ГЕОМЕТРИЧНОЇ ФОРМИ

Яковлев В. Ф.

Анотація

Висока якість продукції сільського господарства, що йде на реалізацію населенню, може бути досягнена тільки при забезпеченні технологічних процесів (виробництва, переробки, зберігання) технічними засобами контролю якісних ознак початкової сировини, контролем якості продукції на проміжних і кінцевих операціях.

Особливі труднощі, при контролі в технологічному потоці, представляють біологічні об'єкти фіксованої геометричної форми (яблука, баштанні, томати, лимон, апельсин та ін.), якість яких не завжди можливо визначити по зовнішньому стану продукту (наприклад, баштанні) без його руйнування.

Позитивне вирішення цієї задачі можливо тільки при широкому впровадженні сучасних методів і технічних засобів неруйнівного експресного контролю якісних ознак продукції.

Із порівняння переваг та недоліків різних фізичних методів контролю, які можуть бути реалізовані у технічному засобі, найбільш перспективним є метод акустичного зондування, який дозволяє оцінювати якісні ознаки продукту, що тісно пов'язані з його анатомічною структурою і фізико-біохімічними характеристиками, по параметрам акустичного поля.

Наведений матеріал представляє результати теоретичних та експериментальних досліджень по обґрунтуванню параметрів одного із блоків пристрою експресного неруйнівного контролю якісних ознак сільськогосподарської продукції в технологічному потоці і надає можливість проектування та технічної реалізації подібних пристроїв.

Ключові слова : акустичне зондування, параметри акустичного поля, ударне збудження, подільно-множувальний блок, коефіцієнт передачі, інтервал варіювання, дисперсія адекватності, дисперсія відтворюваності, лінеаризації, провідність, асиметрія, ексцес.

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ДЕЛИТЕЛЬНО-МНОЖИТЕЛЬНОГО БЛОКА УСТРОЙСТВА ОЦЕНКИ КАЧЕСТВА БИОЛОГИЧЕСКИХ СТРУКТУР ФИКСИРОВАННОЙ ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ ФОРМЫ

Яковлев В. Ф.

Аннотация

Высокое качество продукции сельского хозяйства, идущее на реализацию населению, может быть достигнуто только при обеспечении технологических процессов (производства, переработки, хранения) техническими средствами контроля качественных признаков исходного сырья, контроля качества продукции на промежуточных и конечных операциях.

Особые трудности при контроле в технологическом потоке, представляют биологические объекты фиксированной геометрической формы (яблоки, бахчевые, томаты, лимон, апельсин и др.), качество которых не всегда возможно определить по внешнему состоянию продукта (например, бахчевые) без его разрушения.

Положительное решение этой задачи возможно только при широком внедрении современных методов и технических средств неразрушающего экспресного контроля качественных признаков продукции.

Из сравнения преимуществ и недостатков различных физических методов контроля, которые могут быть реализованы в техническом средстве, наиболее перспективным является метод акустического зондирования позволяющий оценивать качественные признаки продукта, которые тесно связаны с его анатомической структурой и физико-биохимическими характеристиками, по параметрам акустического поля.

Приведенный материал представляет результаты теоретических и экспериментальных исследований по обоснованию параметров одного из блоков устройства экспресного неразрушающего контроля качественных признаков

сельскохозяйственной продукции в технологическом потоке и создает предпосылки проектирования и технической реализации подобных устройств.

Ключевые слова : акустическое зондирование, параметры акустического поля, ударное возбуждение, делительно-множительный блок, коэффициент передачи, интервал варьирования, дисперсия адекватности, дисперсия воспроизводимости, линеаризации, проводимость, асимметрия, эксцесс.

SUBSTANTIATION OF PARAMETERS OF A DIVIDING-MULTIPLE UNIT OF A DEVICE FOR ASSESSING THE QUALITY OF BIOLOGICAL STRUCTURES OF A FIXED GEOMETRIC FORM

V. Yakovlev

Summary

The high quality of agricultural products sold to the population can be achieved only if technological processes (production, processing, storage) are provided with technical means for controlling the quality characteristics of raw materials, product quality control at intermediate and final operations.

Biological objects of fixed geometric shape (apples, melons, tomatoes, lemon, orange, etc.), the quality of which is not always possible to determine by the external state of the product (for example, melons) without destroying it, are especially difficult to control in the process flow.

A positive solution to this problem is possible only with the widespread introduction of modern methods and technical means of non-destructive express control of product quality features.

From a comparison of the advantages and disadvantages of various physical control methods that can be implemented in a technical device, the most promising is the method of acoustic sounding, which makes it possible to evaluate the qualitative features of a product that are closely related to its anatomical structure and physico-biochemical characteristics, according to the parameters of the acoustic field.

The presented material presents the results of theoretical and experimental studies on the substantiation of the parameters of one of the units of the device for express non-destructive testing of qualitative characteristics of agricultural products in the process flow and creates the prerequisites for the design and technical implementation of such devices.

Keywords : acoustic sounding, acoustic field parameters, impact excitation, dividing-multiplier unit, transmission coefficient, variation interval, variance of adequacy, variance of reproducibility, linearization, conductivity, asymmetry, kurtosis.

УДК 621.313.33

DOI: 10.31388/2078-0877-2020-20-4-115-125

ПЕРІОДИЧНИЙ КОНТРОЛЬ ФУНКЦІОНАЛЬНОГО СТАНУ АСИНХРОННИХ ЕЛЕКТРОДВИГУНІВ ЗА ЕНЕРГЕТИЧНИМИ ПОКАЗНИКАМИ

Вовк О. Ю., к.т.н.

ORCID: 0000-0003-0154-6972

Квітка С. О., к.т.н.

ORCID: 0000-0001-9234-9274

Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного

e-mail: etem@tsatu.edu.ua

Постановка проблеми. Найбільш розповсюджене силове електрообладнання, яке застосовується для приводу різноманітних машин і механізмів – це асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором. Кількість асинхронних електроприводів досягає 95 % від усіх електроприводів [1, 2]. Крім того, на них приходиться споживання близько половини електроенергії у промисловому і аграрному виробництві [3, 4]. Чимале застосування асинхронні двигуни отримали через високу конструкційну надійність. Проте в експлуатації на підприємствах України щорічно спостерігаються відмови близько 20 – 25 % встановлених електродвигунів (хоча при іспитах на надійність за цей час відмовляє 2 – 3 %) [5, 6]. Зазначене обумовлює незаплановані матеріальні витрати, які спричинені непередбаченими зупинками технологічних ліній та ремонтами асинхронних двигунів. Тому на сьогодні не існує остаточного розв'язання народногосподарської проблеми підвищення надійності в експлуатації асинхронних електродвигунів, яка виникла, в тому числі, й з причини недостатньої якості експлуатації цих електродвигунів на підприємствах, а саме – відсутності необхідної інформації щодо їх стану.

Аналіз останніх досліджень. Методи періодичного контролю функціонального стану асинхронних електродвигунів, що існують на сьогодні, можна класифікувати наступним чином. Методи першої групи спрямовані на контроль технічного стану виключно одного з вузлів електродвигуна (найчастіше – обмотки статора або підшипників). Методи другої групи передбачають контроль технічного стану електродвигуна за якимось узагальненим параметром (наприклад, силою струму, який споживає електродвигун, або ковзанням). Методи третьої групи передбачають проведення

послідовного функціонального аналізу технічного стану вузлів електродвигуна [7 – 9].

Аналіз зазначених методів показав такі недоліки щодо їх застосування: значну вартість технічної реалізації методів; частковий контроль технічного стану електродвигуна; значні витрати часу на діагностування через спрямування тільки на пошук пошкоджених вузлів.

Формулювання цілей статті. Отже, складовою частиною розв'язання вказаної народногосподарської проблеми є покращення якості експлуатації асинхронних електродвигунів шляхом вчасного раціонального контролю, що дасть змогу керувати станом цих двигунів і обумовить збільшення імовірності їх безвідмовної роботи протягом регламентованого строку служби при експлуатації. Тому розробка методу періодичного контролю функціонального стану асинхронних електродвигунів, який забезпечить ґрунтовну оцінку їх поточного стану, а також полегшить технічну реалізацію діагностування в порівнянні з наявною, є актуальним завданням.

Основна частина. Розглянемо асинхронний електродвигун як електромеханічний перетворювач енергії. При перетворенні електричної енергії у механічну в елементах його конструкції відбуваються втрати активної потужності, які обумовлені різними фізичними явищами. Причому кожен вид втрат локалізований в певних ділянках об'єму асинхронного двигуна: електричні втрати в обмотці статора – в провідниках обмотки статора; електричні втрати в обмотці ротора – в провідниках обмотки ротора; втрати в магнітопроводі – переважно в осерді статора; механічні втрати – в основному в підшипниках; додаткові втрати мають місце практично у всіх елементах електродвигуна (як в статорі, так і в роторі). Значення цих втрат може збільшуватись внаслідок або зміни режиму роботи електродвигуна, або внаслідок виникнення несправності у певному вузлі електродвигуна (замикань в обмотці, зношення підшипників, підгорянь контактів, замикань у магнітопроводі, тощо) [10 – 14]. Тому втрати активної потужності у вузлах асинхронних електродвигунів є діагностичними параметрами технічного стану тих вузлів електродвигуна, де вони локалізовані. Узагальненим діагностичним параметром, який характеризує технічний стан електродвигуна в цілому, є його коефіцієнт корисної дії (рис.1).



Рис. 1. Діагностичні параметри асинхронного електродвигуна

Поточні значення втрат активної потужності у вузлах асинхронного електродвигуна та коефіцієнта корисної дії можна визначати тільки у процесі його навантаження. При реальному навантаженні електродвигуна, тобто під час приведення ним у дію певної робочої машини, виконувати це дуже складно, тому розглянемо процес штучного навантаження асинхронного електродвигуна, під яким будемо розуміти послідовність виконання певних операцій, спрямованих на здійснення навантаження електродвигуна у різні способи та визначення коефіцієнта корисної дії електродвигуна при номінальній потужності на його валу та номінальній напрузі на затискачах. Його можна здійснювати різними методами (рис.2) [15].

Аналіз вказаних методів показав, що усі вони мають певні переваги та недоліки, але найбільш простим у технічній реалізації є метод розділення втрат потужності внаслідок того, що він не потребує додаткової електричної машини для навантаження асинхронного електродвигуна. Тому його можна застосовувати у якості діагностичних впливів на асинхронні електродвигуни. Проте вказаний метод має певні недоліки: необхідність застосування регулятора напруги; необхідність загальмовування ротора в досліді короткого замикання; необхідність графічної побудови залежностей холостого ходу.



Рис. 2. Методи здійснення процесу штучного навантаження асинхронного електродвигуна

Щоб уникнути перших двох недоліків в досліді короткого замикання пропонується з'єднати обмотки статора асинхронного електродвигуна за схемою відкритого трикутника (рис.1.3).

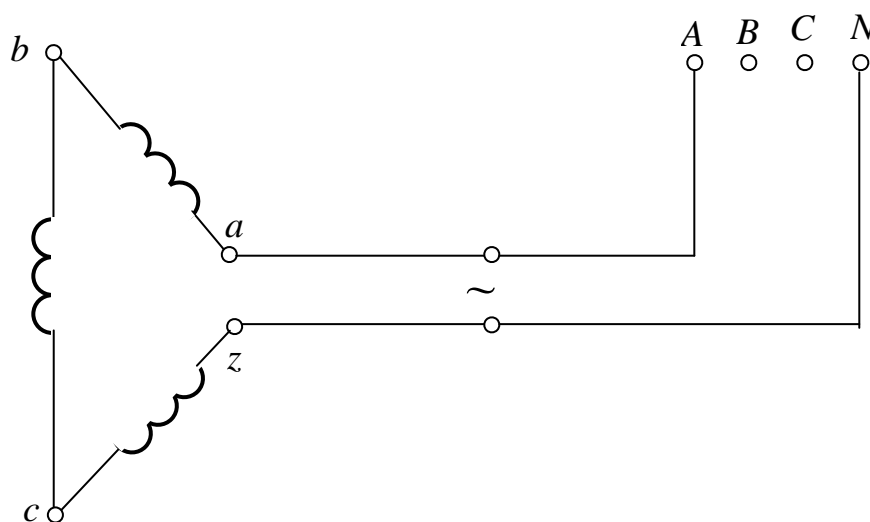


Рис. 3. Схема з'єднання обмоток статора асинхронного електродвигуна відкритим трикутником

Внаслідок такого з'єднання обмоток опори асинхронного електродвигуна збільшуються в 3 рази [16], що дозволяє проводити дослід короткого замикання при номінальній напрузі. За таких умов сила струму в обмотках статора приблизно в 2 рази перевищує номінальне значення, що дозволяє у тепловому відношенні витримати асинхронному електродвигуну нетривалий температурний вплив під час проведення дослідів короткого замикання. Тому за таких умов проведення дослідів короткого замикання регулятор напруги не потрібен.

Крім того, при з'єднанні обмотки статора відкритим трикутником і подачі на неї фазної напруги в обмотці буде протікати синусоїдний струм, який буде призводити до утворення в електродвигуні пульсуючого магнітного поля. Тому ротор буде нерухомий і загальмовувати його не має потреби.

В досліді короткого замикання у коло включаються вольтметр, амперметр та ватметр і вимірюються значення таких величин: U_{κ} – напруга на затискачах електродвигуна в досліді короткого замикання, B ; I_{κ} – сила струму у обмотці статора електродвигуна в досліді короткого замикання, A ; P_{κ} – активна потужність, яку споживає електродвигун в досліді короткого замикання, $Вт$. Після дослідів вимірюється $r_{1\kappa}$ – активний опір фази обмотки статора, $Ом$.

За результатами вимірювань визначаються:

- електричні втрати в обмотці статора:

$$\Delta P_{e1} = 3 \cdot r_{1\kappa} \cdot I_{\kappa}^2 \cdot \left(\frac{I_n}{I_{\kappa}} \right)^2, \quad (1)$$

де I_n – номінальний фазний струм електродвигуна (вказаний у паспортних даних), A ;

- електричні втрати в обмотці ротора:

$$\Delta P_{e2} = P_{\kappa} - \Delta P_{e1} - \Delta P_{me} \cdot \left(\frac{U_{\kappa}}{3 \cdot U_n} \right)^2, \quad (2)$$

де ΔP_{me} – втрати в магнітопроводі електродвигуна при номінальній напрузі (визначаються з дослідів холостого ходу), $Вт$;

U_n – номінальна фазна напруга електродвигуна, B .

Дослід холостого ходу проводиться стандартно, в коло включаються вольтметр, амперметр та ватметр і вимірюються

значення таких величин: $U_{x.n}$ – напруга на затискачах електродвигуна в досліді холостого ходу (яка дорівнює номінальній напрузі), B ; $I_{x.n}$ – сила струму у обмотці статора електродвигуна в досліді холостого ходу при номінальній напрузі, A ; $P_{x.n}$ – активна потужність, яку споживає електродвигун в досліді холостого ходу при номінальній напрузі, $Вт$. Після досліду вимірюється r_{1x} – активний опір фази обмотки статора, $Ом$.

За результатами вимірювань визначається коефіцієнт потужності електродвигуна:

$$\cos \varphi_{x.n} = \frac{P_{x.n}}{3 \cdot U_{x.n} \cdot I_{x.n}}. \quad (3)$$

Крім того, за результатами досліду необхідно виконувати розділення втрат активної потужності в елементах конструкції електродвигуна, на втрати у магнітопроводі та механічні втрати. Для цього дослід холостого ходу потрібно проводити при декількох значеннях прикладеної напруги (як мінімум, при двох значеннях). З метою відмови від регулятора напруги в досліді холостого ходу були отримані емпіричні вирази для розрахунку коефіцієнту потужності, струму та втрат холостого ходу асинхронного електродвигуна у межах від номінальної напруги і нижче. Вирази дозволяють розраховувати значення вказаних величин з похибкою не більше 1 % за результатами досліду холостого ходу, який проведений при номінальній напрузі. Вони мають наступний вигляд:

$$\cos \varphi_x = \frac{\cos \varphi_{x.n}}{(k_u)^{(1 + \cos \varphi_{x.n})}}, \quad (4)$$

де k_u – кратність напруги на затискачах електродвигуна (дорівнює відношенню поточного значення до номінального);

$$I_x = I_{x.n} \cdot (k_u)^a, \quad (5)$$

$$a = 1 + k_u + (k_u)^{\frac{k_u}{\cos \varphi_x}} - (\cos \varphi_x)^{(1 - \cos \varphi_{x.n})}, \quad (6)$$

$$P_x = 3 \cdot k_u \cdot U_{x.n} \cdot I_x \cdot \cos \varphi_x. \quad (7)$$

За вказаними вище виразами здійснюють розрахунок тільки для однієї зниженої напруги ($k_u = 0,7$), визначаючи наступне: I_x – силу струму в обмотці статора в досліді холостого ходу при зниженій напрузі, A ; та P_x – активну потужність, яку споживає електродвигун в досліді холостого ходу при зниженій напрузі, $Вт$.

На підставі вимірювань та розрахунків визначають:

- механічні втрати:

$$\Delta P_{мх} = \frac{P_x - 3 \cdot r_{1x} \cdot I_x^2 - 0,49 \cdot (P_{x.н} - 3 \cdot r_{1x} \cdot I_{x.н}^2)}{0,51}, \quad (8)$$

- втрати в магнітопроводі:

$$\Delta P_{мг} = P_{x.н} - 3 \cdot r_{1x} \cdot I_{x.н}^2 - \Delta P_{мх}. \quad (9)$$

За отриманими результатами у дослідях короткого замикання і холостого ходу визначають наступне:

- поточне значення сумарних втрат активної потужності в асинхронному електродвигуні при номінальній потужності на валу P_n і номінальній напрузі на затискачах U_n :

$$\Delta P = \Delta P_{e1} + \Delta P_{e2} + \Delta P_{мг} + \Delta P_{мх} + 0,005 \cdot \frac{P_n}{\eta_n}, \quad (10)$$

де P_n – номінальна потужність електродвигуна (вказана у паспортних даних), $Вт$;

η_n – номінальний коефіцієнт корисної дії електродвигуна (вказаний у паспортних даних);

- поточне значення коефіцієнта корисної дії асинхронного електродвигуна:

$$\eta = \frac{P_n}{P_n + \Delta P}. \quad (11)$$

Висновок про поточний функціональний стан асинхронного електродвигуна робиться на підставі порівняння отриманого значення коефіцієнта корисної дії з допустимим:

$$\eta_{\text{дон}} = \eta_n - 0,15 \cdot (1 - \eta_n). \quad (12)$$

Якщо поточне значення коефіцієнта корисної дії перевищує допустиме, то асинхронний електродвигун повинен бути виведений в ремонт.

Висновки. Таким чином, у роботі запропоновано метод періодичного контролю функціонального стану асинхронних електродвигунів на базі дослідів холостого ходу та короткого замикання, однократно проведених при номінальній напрузі. Він ґрунтується на порівнянні поточного значення коефіцієнту корисної дії електродвигуна з допустимим і дозволяє із достатньою для практики точністю визначати можливість подальшого застосування асинхронних електродвигунів для приводу певних робочих машин.

Список використаних джерел:

1. Овчаров С. В. Ресурсоенергосберегающие эксплуатационные режимы силового электрооборудования. Київ: Аграр Медіа Груп, 2012. 293 с.

2. Вовк О. Ю., Квітка С. О., Квітка О. С. Експлуатаційний контроль функціонального стану осердя та механічної системи асинхронних електродвигунів. *Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2017. Вип. 7, т. 1. С. 85–93.

3. Закладной А. Н., Закладной О. А. Методы оценки срока службы асинхронных электродвигателей. *Енергетика та електрифікація*. 2004. № 4. С. 63–67.

4. Вовк О. Ю., Квітка С. О., Безменнікова Л. М. Метод періодичного діагностування асинхронних електродвигунів. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2010. Вип. 10, т. 4. С. 39-46.

5. Овчаров В. В., Вовк О. Ю. Теоретичні передумови комплексного діагностування асинхронних електродвигунів. *Праці Таврійського державної агротехнічної академії*. Мелітополь, 2001. Вип. 1, т. 21. С. 4-6.

6. Вовк О. Ю., Квітка С. О., Безменнікова Л. М. Періодичне діагностування механічної частини робочої машини з асинхронним електроприводом в експлуатації. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2012. Вип. 12, т. 2. С. 54–58.

7. Сидельников Л. Г., Афанасьев Д. О. Обзор методов контроля технического состояния асинхронных двигателей в процессе эксплуатации. *Вестник Пермского национального исследовательского технического университета. Сер. Геология. Нефтегазовое и горное дело.* 2013. № 7. С. 127–137.

8. Вовк О. Ю., Квітка С. О. Технологія періодичного контролю роботоздатності асинхронних електродвигунів. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету.* Мелітополь, 2011. Вип. 11, т. 3. С. 80–88.

9. Вовк О. Ю. Періодичне діагностування асинхронних електродвигунів в експлуатації. *Праці Таврійської державної агротехнічної академії.* Мелітополь, 2005. Вип. 32. С. 74–85.

10. Квітка С. О., Вовк О. Ю., Квітка О. С. Дослідження втрат активної потужності в асинхронному електродвигуні. *Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету.* Мелітополь, 2017. Вип. 7, т. 1. С. 126-134.

11. Вовк О. Ю., Квітка С. О., Безменнікова Л. М. Обґрунтування параметрів функціонального стану асинхронних електродвигунів. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету.* Мелітополь, 2008. Вип. 8, т. 9. С. 129-137.

12. Чупейкина Н. Н., Удодова Э. О. Виды отказов асинхронных двигателей, их признаки, причины и методы устранения. *Горный информационно-аналитический бюллетень.* Москва, 2006. № 3, т. 17. С. 50–92.

13. Вовк О. Ю., Квітка С. О., Квітка О. С. Розрахункове визначення втрат активної потужності в асинхронних електродвигунах за паспортними даними. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Сер. Технічні науки.* Харків, 2017. Вип. 186: Проблеми енергозабезпечення та енергозбереження в АПК України. С. 80-82.

14. Квітка С. О., Вовк О. Ю., Квітка О. С. Теплова модель асинхронного електродвигуна в стаціонарних режимах. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Сер. Технічні науки.* Харків, 2015. Вип. 164: Проблеми енергозабезпечення та енергозбереження в АПК України. С. 118-120.

15. Коварский Е. М., Янко Ю. И. Испытание электрических машин. Москва: Энергоатомиздат, 1990. 320 с.

16. Вовк О. Ю. Аналіз параметрів схеми заміщення асинхронного електродвигуна з фазним ротором при з'єднанні обмоток статора відкритим трикутником. *Праці Таврійської*

державної агротехнічної академії. Мелітополь, 2006. Вип. 45. С. 15-24.

**ПЕРІОДИЧНИЙ КОНТРОЛЬ ФУНКЦІОНАЛЬНОГО СТАНУ
АСИНХРОННИХ ЕЛЕКТРОДВИГУНІВ ЗА ЕНЕРГЕТИЧНИМИ
ПОКАЗНИКАМИ**

Вовк О. Ю., Квітка С. О.

Анотація

У роботі розглядається контроль функціонального стану асинхронних електродвигунів, як одна зі складових його експлуатації. Показано, що асинхронні електродвигуни отримали значне розповсюдження для приводу різноманітних машин і механізмів завдяки високій конструкційній надійності, проте їх експлуатаційна надійність поки що знаходиться на недостатньому рівні внаслідок впливів, які не можливо врахувати при проектуванні. Тому на практиці порівняно часто відбуваються відмови зазначених електродвигунів, що обумовлює необхідність постійного контролю їх функціонального стану з метою виявлення на ранніх стадіях ушкоджень, що дозволяє запобігати значних матеріальних витрат на їх ремонт та в результаті раптової зупинки технологічних ліній. Аналіз існуючих методів періодичного контролю функціонального стану асинхронних електродвигунів виявив їх недосконалість, що ускладнює їх застосування при виробничій експлуатації. Це обумовило розробку методу, який має нескладну технічну реалізацію та дозволяє із достатньою для практики точністю визначати можливість подальшого застосування асинхронних електродвигунів для приводу певних робочих машин. В основу метода покладені дослідження холостого ходу і короткого замикання електродвигунів, які проводяться при одному значенні живлячої напруги та не потребують пристрою для загальмовування ротора. У якості діагностичного параметру обґрунтовано застосування коефіцієнта корисної дії асинхронного електродвигуна, який запропоновано визначати за розробленою методикою за результатами вказаних дослідів і порівнювати з допустимим значенням.

Ключові слова: асинхронний електродвигун, функціональний стан, періодичний контроль, діагностичний параметр, дослід холостого ходу, дослід короткого замикання, коефіцієнт корисної дії.

**ПЕРИОДИЧЕСКИЙ КОНТРОЛЬ ФУНКЦИОНАЛЬНОГО СОСТОЯНИЯ
АСИНХРОННЫХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ ПО ЭНЕРГЕТИЧЕСКИМ
ПОКАЗАТЕЛЯМ**

Вовк А. Ю., Квитка С. А.

Аннотация

В работе рассматривается контроль функционального состояния асинхронных электродвигателей, как одна из составляющих его эксплуатации. Показано, что асинхронные электродвигатели получили широкое распространение для привода различных машин и механизмов благодаря высокой конструкционной надежности, однако их эксплуатационная надежность пока находится на недостаточном уровне вследствие воздействий, которые невозможно учесть при проектировании. Поэтому на практике сравнительно часто происходят отказы указанных электродвигателей, что обуславливает необходимость постоянного контроля их функционального состояния с целью

выявления на ранних стадиях возникших повреждений, что позволяет предотвращать значительные материальные затраты на их ремонт и в результате внезапной остановки технологических линий. Анализ существующих методов периодического контроля функционального состояния асинхронных электродвигателей выявил их несовершенство, что затрудняет их применение при производственной эксплуатации. Это обусловило разработку метода, который имеет несложную техническую реализацию и позволяет с достаточной для практики точностью определять возможность дальнейшего применения асинхронных электродвигателей для привода определенных рабочих машин. В основу метода положены опыты холостого хода и короткого замыкания электродвигателей, которые проводятся при одном значении питающего напряжения и не требуют устройства затормаживания ротора. В качестве диагностического параметра обосновано применение коэффициента полезного действия асинхронного электродвигателя, который предлагается определять по разработанной методике на основании результатов указанных опытов и сравнивать с допустимым значением.

Ключевые слова: асинхронный электродвигатель, функциональное состояние, периодический контроль, диагностический параметр, опыт холостого хода, опыт короткого замыкания, коэффициент полезного действия.

PERIODIC CONTROL OF FUNCTIONAL STATE OF ASYNCHRONOUS ELECTRIC MOTORS BY ENERGY INDICATORS

O.Vovk, S.Kvitka

Summary

The paper considers the control of the functional state of asynchronous electric motors, as one of the components of its operation. It is shown that asynchronous electric motors are widely used to drive various machines and mechanisms due to their high structural reliability, but their operational reliability is still at an insufficient level due to influences that cannot be taken into account when designing. Therefore, in practice, failures of the indicated electric motors occur relatively often, which necessitates constant monitoring of their functional state in order to identify damage that has arisen in the early stages, which makes it possible to prevent significant material costs for their repair and as a result of a sudden stop of technological lines. Analysis of the existing methods for periodic monitoring of the functional state of asynchronous electric motors revealed their imperfection, which makes it difficult to use them in industrial operation. This led to the development of a method that has a simple technical implementation and allows, with sufficient accuracy for practice, to determine the possibility of further use of asynchronous electric motors to drive certain working machines. The method is based on the experiments of open circuit and short circuit of the electric motor, which are carried out at one value of the supply voltage and do not require a rotor braking device. As a diagnostic parameter, the use of the efficiency of an asynchronous electric motor is justified, which is proposed to be determined according to the developed methodology based on the results of these experiments and compared with the permissible value.

Key words: asynchronous electric motor, functional state, periodic monitoring, diagnostic parameter, no-load experience, short circuit experience, efficiency.

УДК 621.316.92

DOI: 10.31388/2078-0877-2020-20-4-126-135

ПРИСТРІЙ ЗАХИСТУ ТРИФАЗНИХ АСИНХРОННИХ ЕЛЕКТРОДВИГУНІВ

Курашкін С. Ф., к.т.н.

ORCID ID 0000-0002-3361-9489

Попова І. О., к.т.н.,

ORCID ID 0000-0001-5429-8269

Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного

e-mail: etem@tsatu.edu.ua

Постановка проблеми. До складу електромеханічної системи входить автоматизований електропривод, який здійснює необхідний характер руху технологічного агрегату. Найчастіше в якості електроприводу виступає асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором. Структура електромеханічної системи зазнає постійних змін, через що підвищуються вимоги щодо оцінки поточного технічного стану і експлуатаційної надійності електродвигунів. Раннє запобігання аварійним ситуаціям унаслідок прихованих дефектів або непрогнозованого експлуатаційного впливу можливе за умови безперервного діагностування поточного технічного стану силового електрообладнання. Разом з цим поліпшуються техніко-економічні показники функціонування електромеханічних систем в цілому.

Сучасні засоби безперервного технічного діагностування і захисту силового електрообладнання передбачають застосування методів, заснованих на використанні математичних моделей. Моделювання в значній мірі близько описує фізичні процеси, що відбуваються в ньому.

У даний час більш ніж 70% всього парку асинхронних електродвигунів складають машини, що були в капітальному ремонті хоча б один раз, а більше 60% виробило свій ресурс. Щорічно виходять з ладу і ремонтуються до 30% електричних машин [1, 2]. В 85-95% випадків вихід електродвигунів з ладу пов'язаний в першу чергу з пошкодженням ізоляції обмоток [3]. Таким чином, строк служби асинхронного електродвигуна визначається, в основному, якістю ізоляції обмоток.

Отже, проблема контролю експлуатаційних режимів роботи силового електрообладнання та його поточного технічного стану є актуальною та ініціює розробку нових технічних засобів діагностування і захисту. Їх застосування дозволить підвищити ресурс

роботи електроустаткування з врахуванням індивідуальних особливостей динаміки старіння ізоляційних властивостей матеріалів, які застосовуються в його конструкції.

Аналіз останніх досліджень. Електромеханічні системи, як правило, мають багатодвигунний електропривод, в той час як більша кількість існуючих пристроїв захисту асинхронних двигунів від аномальних режимів передбачає індивідуальний захист. Застосування подібних пристроїв для захисту групи електродвигунів підвищують капіталовкладення на організацію технічного діагностування.

Фактори, що приводять до пошкодження ізоляції обмотки статора електродвигуна різні, але більшість з них супроводжується попереднім підвищеним нагрівом і прискореною витратою ресурсу ізоляції [4]. Найбільш частіше перегрів обмоток електродвигуна виникає при загальмованому роторі (проблеми з механічною частиною), обриві фази живлення статора, відхиленні напруги мережі живлення від нормованих значень або її несиметрії [5]. Також можливий сукупний вплив означених випадків, наприклад, навіть незначне перевантаження за струмом під час живлення несиметричною напругою може значно скоротити ресурс ізоляційної конструкції електрообладнання.

При застосуванні індивідуальних пристроїв захисту не враховується залежність його параметрів від несиметрії напруги, завантаження робочої машини, особливості її механічної характеристики тощо. У результаті пристрій захисту відключає електродвигун під час виконання технологічного процесу, що веде до збільшення експлуатаційних витрат. Треба виходити з критерію оцінювання режиму роботи за припустимою витратою ресурсу ізоляції обмотки електродвигуна [3] – це дасть можливість передчасно попередити обслуговуючий персонал про аномальний режим роботи і прогнозувати час роботи обладнання.

Формулювання цілей статті. Розробка пристрою захисту багатодвигунного електроприводу з урахуванням впливу перевищення температури статорних обмоток. Критерієм діагностування, за яким визначається спроможність електродвигунами виконувати свою роботу, є припустимі витрати ресурсу ізоляції.

Основна частина. Розробку сучасних пристроїв діагностування та захисту електрообладнання проводять із використанням новітньої елементної бази, що дозволяє значно спростити схемотехніку порівняно із застосуванням класичних рішень. Одним з таких перспективних напівпровідникових елементів є негатрон – електронний напівпровідниковий пристрій, який в певному режимі

роботи має від'ємне значення основного диференційного параметру (від'ємний активний опір, ємність або індуктивність) [6].

Технологія виробництва поверхових напівпровідникових негатронів достатньо трудомістка, тому доцільно застосування їх аналогів, наприклад, на біполярних транзисторах (рис. 1). Схема має малі втрати енергії, високу температурну стабільність, значну і стабільну амплітуду вихідного сигналу. Вольт-амперна характеристика (ВАХ) негатрону (рис. 2) має ділянку з позитивним (АВ) і негативним (ВС) диференціальним опором. При зростанні прикладеної напруги до пікового значення U_B , струм досягає максимального значення I_{max} , а потім зменшується до повного закриття при напрузі U_C .

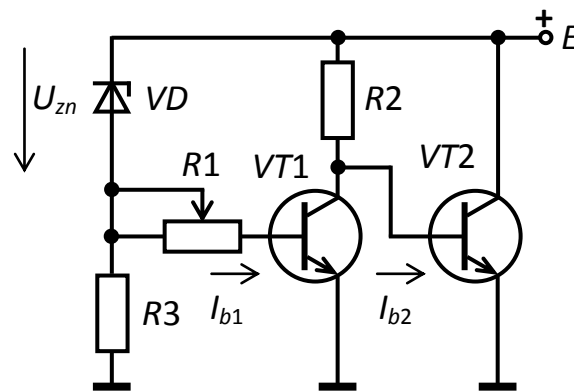


Рис. 1. Принципова електрична схема негатрону

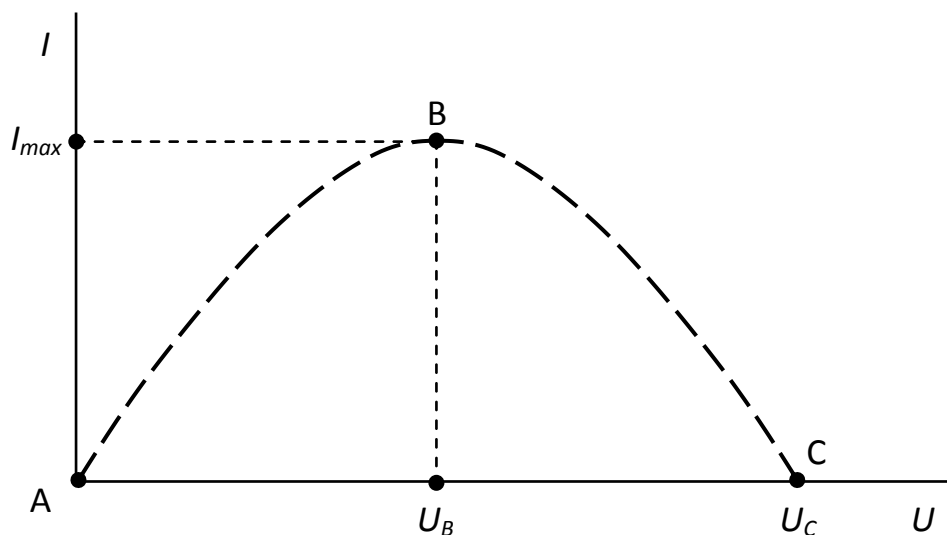


Рис. 2. ВАХ негатрону

Експериментально було визначено, що співвідношення між опороми $R1$, $R2$ аналогу негатрону

$$k = \frac{R1}{R2} \quad (1)$$

визначає можливість зміни ширини ВАХ. Так, збільшення опору резистора $R1$ відносно $R2$ приводить до зміщення ВАХ вправо по осі напруги, напруги відсічки U_C збільшується (рис. 3).

Отримані ВАХ аналогу негatrona дозволяють зробити висновок про спроможність змінювати їх в широких межах. Аналог можна застосовувати в якості перетворювача температури, якщо в якості резистора $R1$ застосувати терморезистор з позитивним температурним коефіцієнтом (позистор) – його опір під час зростання температури збільшується.

Застосування позисторів на відміну від термісторів дає меншу похибку, оскільки їх температурний коефіцієнт опору $\alpha = 15-50 \text{ \%}/^\circ\text{C}$, в той час як у термісторів $\alpha = 4-8 \text{ \%}/^\circ\text{C}$. Це дає можливість контролю одночасно декількох об'єктів.

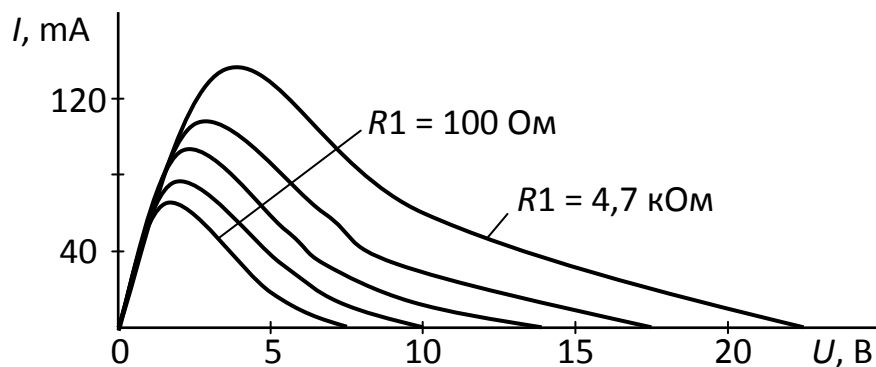


Рис. 3. Штучні ВАХ негatronу при $R2 = 1 \text{ кОм}$

До пристрою захисту асинхронних електродвигунів з огляду на сформульовані вище цілі висуваються наступні вимоги:

- контроль напруги зворотної послідовності мережі живлення електроприводу;
- контроль перевищення температури обмоток електродвигунів;
- попередження світловою і звуковою сигналізацією про підвищену витрату ресурсу ізоляції;
- відключення електромеханічної системи при досягненні перевищення температури обмотки електродвигуна припустимого значення.

Згідно з цими вимогами складена структурна схема пристрою захисту (рис. 4). Пристрій передбачає захист групи з трьох електродвигунів, але їх кількість може масштабуватися.

Робота пристрою відбувається згідно алгоритму програми, код якої знаходиться в пам'яті мікроконтролера МК. Вхідні сигнали нього поступають від фільтру напруги зворотної послідовності ФЗНП і з перетворювачів температури ПТ1-ПТ3 виконаних на негатронах через фільтр Ф. Результат обчислювання швидкості зносу ізоляції і припустимого часу роботи з мікроконтролера подається до блоку сигналізації БС.

Принципова електрична схема пристрою захисту асинхронних електродвигунів наведена на рис. 5.

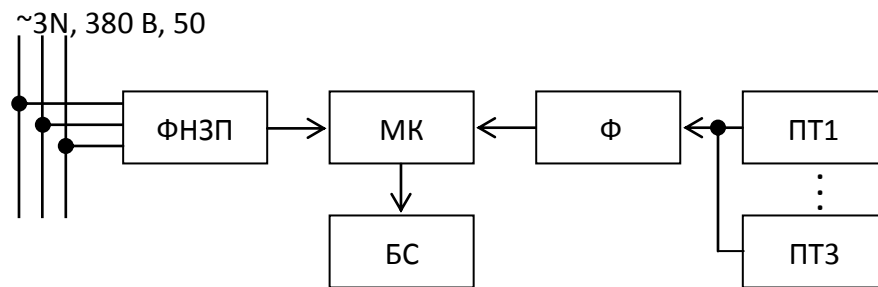


Рис. 4. Структурна схема пристрою захисту

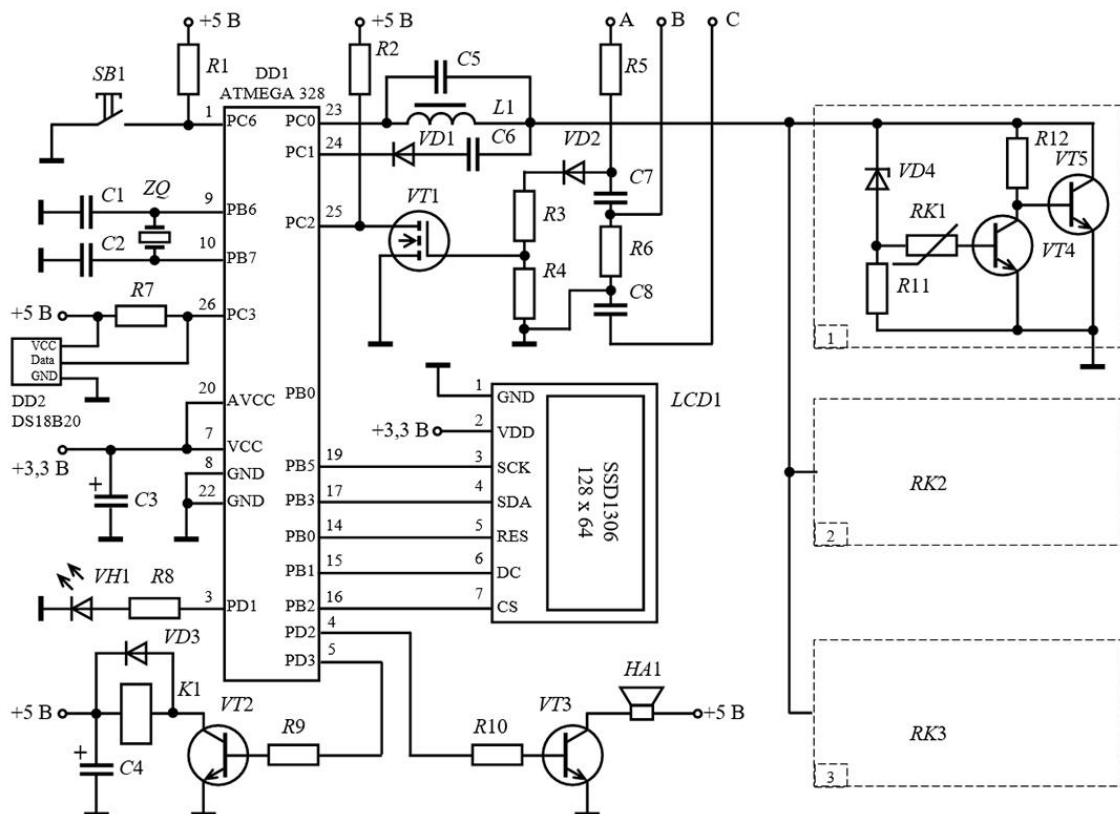


Рис. 5. Принципова схема пристрою захисту

Основою пристрою захисту є мікроконтролер *DD1* типу *ATMEGA328P*, до аналогового порту *PC0* якого через резонансний фільтр-пробку *L1-C5* підключені перетворювачі температури, виконані на аналогах негатронів. Останні виконані на біполярних транзисторах *VT4*, *VT5* і резистивного дільника напруги, до якого включений позистор *RK1*, вбудований в обмотку статора асинхронного електродвигуна. Завдяки зміні опору позистора при підвищенні температури обмотки змінюється ширина *ВАХ* негатрона, і відповідно напруга відсічки, при якій негатрон закривається.

На аналоговому порті *PC0* мікроконтролера присутня ступінчаста напруга, частота чередування якої визначається параметрами контура *L1-C5*. Кожна ступень цієї напруги відповідає своєму перетворювачу температури. При досягненні температурою обмотки статора, наприклад, першого електродвигуна припустимого значення, *ВАХ* перетворювача температури зміщується вправо і напруга відсічки, що дорівнює пороговому значенню U_{C1} , викликає в контурі *L1-C5* гармонічні синусоїдні коливання. Ця напруга через конденсатор *C6* і діод *VD1* поступає до аналогового входу *PC1*. З цього моменту мікроконтролер обчислює час припустимої роботи електродвигуна за умови припустимої витрати ресурсу ізоляції електродвигуна

$$t_{np} = T \ln \frac{\tau_y}{\tau_y - \tau_{np}}, \quad (2)$$

де T – стала часу нагріву електродвигуна, с;

τ_y – усталене перевищення температури електродвигуна, °С;

τ_{np} – припустиме значення перевищення температури, °С.

Перевищення температури обмоток статорів електродвигунів відображається на дисплеї *LCD1*. У разі підвищення швидкості зносу будь-якого двигуна обслуговуючий персонал сповіщає про це звукова сигналізація *HA1*. Якщо припустимий час роботи такого електродвигуна, який було розраховано мікроконтролером вийшов, за допомогою електронного ключа на транзисторі *VT2* котушка реле *K1* отримує живлення, а її контакти відключають живлення електродвигунів.

Контроль повнофазного режиму здійснюється за допомогою фільтру напруги зворотної послідовності, який виконано на елементах *R5-C7-R6-C8*. При обриві однієї з фаз на виході фільтру з'являється напруга, яка відчиняє транзистор *VT1*, завдяки чому на вході *PC3* мікроконтролера з'являється низький логічний рівень. На дисплейному модулі *LCD1* відображається інформація про неповнофазний режим роботи. Оскільки робота в цьому режимі супроводжується підвищенням температури обмоток електродвигунів, то алгоритм роботи аналогічний розглянутому вище.

Для обчислення перевищення температури передбачено датчик температури навколишнього середовища *DD2*, данні з якого передаються до входу РС3 мікроконтролера.

Наявність напруги живлення пристрою сповіщає світлодіод *VH1*. Скидання пристрою після спрацювання здійснюється за допомогою кнопки *SB1*.

Висновок. Розроблений пристрій захисту багатодвигунного електроприводу із застосуванням у якості перетворювача температури аналогу негatronа дозволяє підвищити експлуатаційну надійність електромеханічної системи і термін служби електродвигунів за рахунок безперервного діагностування їх технічного стану.

Список використаних джерел:

1. Закладной А. Н., Закладной О. А. Методы оценки срока службы асинхронных электродвигателей. *Енергетика та електрифікація*. 2010. № 4. С. 63-67.
2. Manusov V., Ahyoev J. Technical diagnostics of electric equipment with the use of fuzzy logic models. *Applied Mechanics and Materials*. 2015. Vol. 792. P. 324–329. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.792.324.
3. Попова І. О., Курашкін С. Ф., Нестерчук Д. М. Захист асинхронного двигуна від несиметричних режимів. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Сер. Технічні науки*. Харків, 2018. Вип. 195: Проблеми енергозабезпечення та енергозбереження в АПК України. С. 114-115.
4. Курашкін С. Ф., Попова І. О., Попрядухін В. С. Комбінований струмовий захист асинхронного електродвигуна. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Сер. Технічні науки*. Харків, 2018. Вип. 195: Проблеми енергозабезпечення та енергозбереження в АПК України. С. 108-109.
5. Оценка пожарной опасности электродвигателей, эксплуатирующихся на промышленных предприятиях Украины / А. П. Ковалев и др. *Вісник Кременчугського державного політехнічного університета*. Кременчуг, 2004. Вип. 2 (25). С. 62-64.
6. Філінюк М. А. Основи негatronіки. Вінниця, 2006. Т. 1: Теоретичні і фізичні основи негatronіки. 456 с.

ПРИСТРІЙ ЗАХИСТУ ТРИФАЗНИХ АСИНХРОННИХ ЕЛЕКТРОДВИГУНІВ

Курашкін С. Ф., Попова І. О.

Анотація

Застосування багатодвигунного електроприводу у складі електромеханічної системи передбачає забезпечення його довготривалої надійної роботи не меншій за гарантований виробником термін служби. На асинхронні електродвигуни, які входять до складу електроприводу, відбувається постійний вплив різних експлуатаційних факторів, що можуть привести до їх передчасного виходу з ладу. Більшість процесів, що впливають на експлуатаційну надійність електродвигунів супроводжується прискореним тепловим зносом ізоляційної конструкції. Найбільш уразливим елементом конструкції є ізоляція обмотки статора. Для забезпечення відповідної експлуатаційної надійності електродвигунів застосовуються пристрої діагностування та захисту. Проблема контролю експлуатаційних режимів роботи силового електрообладнання та його поточного технічного стану є актуальною та ініціює розробку нових технічних засобів діагностування і захисту. Розробку проводять із використанням новітньої елементної бази, що дозволяє значно спростити схемотехніку порівняно із застосуванням класичних рішень. У роботі застосовується один з таких елементів – аналог негatronу, напівпровідниковий пристрій, який в певному режимі роботи має від'ємне значення диференційного опору. Негатрон виконує роль перетворювача температури, оскільки встановлено, що при зміні опору дільника напруги, який входить до його складу відбувається зміна ширини вольт-амперної характеристики, тобто відслідковується прямий зв'язок між температурою обмотки статора і напругою відсічки негatronа. Сигнал з перетворювача температури подається на один з аналогових портів мікроконтролера. За допомогою програмованого мікропроцесору відбувається обчислення математичної моделі процесу нагріву електродвигуна, а результатом є визначення можливості або заборони роботи електроприводу. Критерієм є час припустимої роботи під час підвищення температури обмотки статора кожного з електродвигунів, які входять до складу електроприводу. Відключення електродвигунів відбувається після розрахованої витримки часу за умови припустимої витрати ресурсу ізоляції. Застосування пристрою захисту дозволяє підвищити термін служби електродвигунів.

Ключові слова: асинхронний електродвигун, надійність, діагностування, перевантаження, ресурс ізоляції, асиметрія напруги, час припустимої роботи, негatron.

УСТРОЙСТВО ЗАЩИТЫ ТРЕХФАЗНЫХ АСИНХРОННЫХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ

Курашкин С. Ф., Попова И. А.

Аннотация

Применение многодвигательного электропривода в составе электромеханической системы предполагает обеспечение его длительной и надежной работы не менее гарантированного производителем срока службы. На асинхронные электродвигатели, которые входят в состав электропривода, постоянно воздействуют различные эксплуатационные факторы, которые могут привести к их преждевременному выходу из строя. Большинство процессов,

влияющих на эксплуатационную надежность электродвигателей сопровождается ускоренным тепловым износом изоляционной конструкции. Наиболее уязвимым элементом конструкции является изоляция обмотки статора. Для обеспечения соответствующей эксплуатационной надежности электродвигателей применяются устройства диагностирования и защиты. Проблема контроля эксплуатационных режимов работы силового электрооборудования и его текущего технического состояния является актуальной и инициирует разработку новых технических средств диагностирования и защиты. Разработку проводят с использованием новейшей элементной базы, что позволяет значительно упростить схемотехнику по сравнению с применением классических решений. В работе применяется один из таких элементов – аналог негatrona, полупроводниковый прибор, который в определенном режиме работы имеет отрицательное значение дифференциального сопротивления. Негatron выполняет роль преобразователя температуры, поскольку установлено, что при изменении сопротивления делителя напряжения, который входит в его состав происходит изменение ширины вольтамперной характеристики, т.е. отслеживается прямая связь между температурой обмотки статора и напряжением отсечки негatrona. Сигнал с преобразователя температуры подается на один из аналоговых портов микроконтроллера. С помощью программируемого микропроцессора происходит расчет математической модели процесса нагрева электродвигателя, а результатом является определение возможности или запрета работы электропривода. Критерием является время допустимой работы при повышении температуры обмотки статора каждого из электродвигателей, входящих в состав электропривода. Отключение электродвигателей происходит после рассчитанной выдержки времени при сохранении расхода ресурса изоляции на допустимом уровне. Применение устройства защиты позволяет повысить срок службы электродвигателей.

Ключевые слова: асинхронный электродвигатель, надежность, диагностирование, перегрузка, ресурс изоляции, асимметрия напряжения, время допустимой работы, негatron.

THREE-PHASE INDUCTION MOTORS PROTECTION DEVICE

S. Kurashkin, I. Popova

Summary

The use of multi-motor electric drive as part of electromechanical system involves ensuring its long and reliable operation not less than manufacturer's guaranteed service life. Asynchronous electric motors, which are part of the electric drive, are constantly affected by various operational factors that can lead to their premature failure. Most of processes that affect the operational reliability of electric motors are accompanied by accelerated thermal wear of the insulating structure. The most vulnerable element of the structure is insulation of the stator winding. Diagnostic and protection devices are used to ensure adequate operational reliability of electric motors. The monitoring problem of power electrical equipment operating modes and its current technical condition is relevant and initiates new technical means of diagnostics and protection development. The development is carried out using the latest element base, which greatly simplifies the circuitry compared to classical solutions. One of the following elements is used in the work – an analog of negatron, a semiconductor device, which in certain mode of operation has negative value of differential resistance. Negatron acts as a temperature converter, because it is established when the resistance of voltage divider, which is part

of it, changes the width of volt-amps diagram, i.e. there is a direct relationship between the stator winding temperature and negatron threshold voltage. The signal from temperature converter is fed to one of analog ports of microcontroller. With programmable microprocessor help, a mathematical model of induction motor heating process is calculated, and the result is determination of electric drive possibility or prohibition to work. The criterion is time of permissible operation during the stator winding temperature increase of induction motor. The electric motors switching off should occurs after calculated time endurance on condition of isolation resource losses reached a permissible level. Protection device use allows to increase the service life of electric motors.

Key word: induction motor, reliability, diagnosing, isolation resource, overload, voltage asymmetry, permitted working time, negatron.

УДК 631.354.022

DOI: 10.31388/2078-0877-2020-20-4-136-146

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОДІЇ ЗРІЗАНИХ СТЕБЛИН З ОБЕРТАЮЧОЮ ЦИЛІНДРИЧНОЮ ПОВЕРХНЕЮ ВАЛКОУТВОРЮВАЧА

Данченко М. М., доцент

ORCID: 0000-0001-7555-6511

Шокарев О. М., доцент.

ORCID: 0000-0001-8646-4524

Шегеда К. О., інженер;

*Таврійський Державний агротехнологічний університет імені
Дмитра Моторного*

e-mail: tsst@tsatu.edu.ua

Постановка проблеми. Одним з перспективних напрямів комбайнової технології збирання зернових культур є збирання методом обчісування рослин на корені [1,2].

На теперішній час відомо декілька типів різальних пристроїв, що забезпечують зрізання обчісаних стеблин перед рушіями комбайнів по всій ширині захвата обчісувального пристрою і укладання їх в валок, який здатні підібрати і утилізувати існуючі комплекси машин [3,4].

Але для підвищення надійності технологічного процесу обчісування зернових культур треба підвищити в першу чергу надійність робочих органів різального пристрою комбайна, зокрема валкоутворювача.

Постановка завдання. Дана стаття присвячена дослідженню процесу транспортування та укладки в валок зрізаних, обчесаних стебел зернових культур, які збираються методом обчісування рослин на корені.

Процес відбивання зрізаних стебел обертаючою циліндричною поверхнею валкоутворювача різального пристрою має складний характер, а тому для його дослідження був використаний метод фізичного моделювання за допомогою лабораторної установки.

Вибираємо наступні системи координат (рис. 1):

– система координат $O_1X_1Y_1Z_1$ з початком відліку в точці O_1 , розташованій в основі відбивного вальця;

– система координат $OXYZ$ з початком відліку в точці O (проекція т. O_1 на горизонтальну площину).

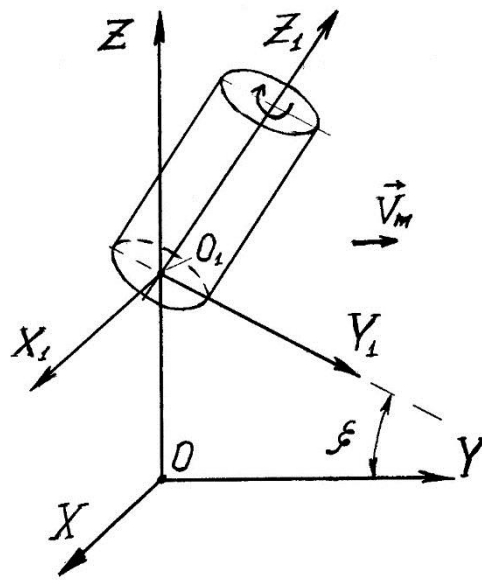


Рис. 1. Системи відліку

Програмою лабораторних досліджень передбачалося вивчення впливу на кінематичні параметри стеблини після удару наступних факторів:

- початкової швидкості стебла;
- початкової просторової орієнтації стебла;
- положення точки зіткнення на обертаючій поверхні;
- форми поверхні валкоутворювача;
- шорсткості поверхні валкоутворювача;
- частоти обертання валкоутворювача.

Аналіз останніх досліджень. Зусиллями науковців проблемної лабораторії зернозбиральних машин ТДАТУ було створено оригінальний різальний пристрій для збирання обчесаного стеблостою у валок [3]. Результати чисельних польових випробувань такого пристрою показали на наявність в ньому конструктивно-технологічної недоробки механізму валкоутворення. До того ж з'ясувалось, що процес взаємодії стебла з відбиваючою поверхнею валкоутворювача достатньо складний з погляду аналітичного його опису. Тому з метою вирішення цієї проблеми були проведені дослідження процесу відбивання зрізаних стеблин обертаючою циліндричною поверхнею з використанням методу фізичного моделювання.

Основна частина. У лабораторних умовах було досліджено процес співударяння стеблин з обертаючою циліндричною поверхнею макета валкоутворювача. Виявлено, що існує чотири основні види взаємодії (рис. 2).

Перший випадок: стебло ударяє по циліндру своєю комлевою частиною, як наслідок відбивається на деякий кут і продовжує рух по

новій траєкторії. Ймовірність такого випадку взаємодії становить по результатам досліджень близько 27%.

У другому випадку стебло відбивається циліндричною поверхнею в напрямку, протилежному початковому руху. Ймовірність цього випадку взаємодії становить приблизно 9%.

Третій випадок (найбільш розповсюджений), коли стебло, вдарившись комлевою частиною, набирає обертового руху і отримує ще один удар вже «хвостовою» частиною. Ймовірність цього випадку взаємодії – 50%.

При четвертому варіанті взаємодії стеблина проковзує по циліндру, отримавши незначне прискорення і змінивши траєкторію на досить невелику величину. Ймовірність даного випадку взаємодії – 14%.

Після дешифрування відеogram та обробки даних експерименту із застосуванням стандартних комп'ютерних програм були отримані графіки зміни координат центра маси X_c , Y_c , Z_c і кутів φ_{oxy} , φ_{oyz} по кожній повторності $X_c(t)$, $Y_c(t)$, $Z_c(t)$, $\varphi_{oxy}(t)$, $\varphi_{oyz}(t)$ (рис. 3–7).

З графіків видно, що координати X_c і Y_c і кут φ_{oxy} змінюються за лінійними залежностями, а координата Z_c і кут φ_{oyz} – по квадратичній, бо на стебло діє сила тяжіння.

Для того, щоб описати всі варіанти взаємодії, треба було розглянути їх окремо, враховуючи специфіку взаємодії стебла з обертаючою поверхнею валкоутворювача у кожному конкретному випадку.

На кожному графіку рівняння руху обчислюється як до удару, так і після нього (у випадку подвійного удару рівняння руху обчислюється також і після другого удару).

Для прикладу розглянемо одну повторність для варіанту схеми №1 (рис. 8–12).

На кожному з графіків досить чітко видно, як розташовані експериментально отримані точки відносно лінії, що описує рівняння руху стеблини.

Це свідчить про наявність затухаючих коливань у стеблині після кожного удару по ній.

У процесі взаємодії з обертаючою поверхнею валкоутворювача, стеблині характерне окрім переміщення і обертання також і повздовжні коливальні рухи.

Проте коливання дуже швидко затухають і не створюють суттєвого впливу на процес валкоутворення.

Також встановлено, що після удару змінюються рівняння ліній, які описують рух стебла.

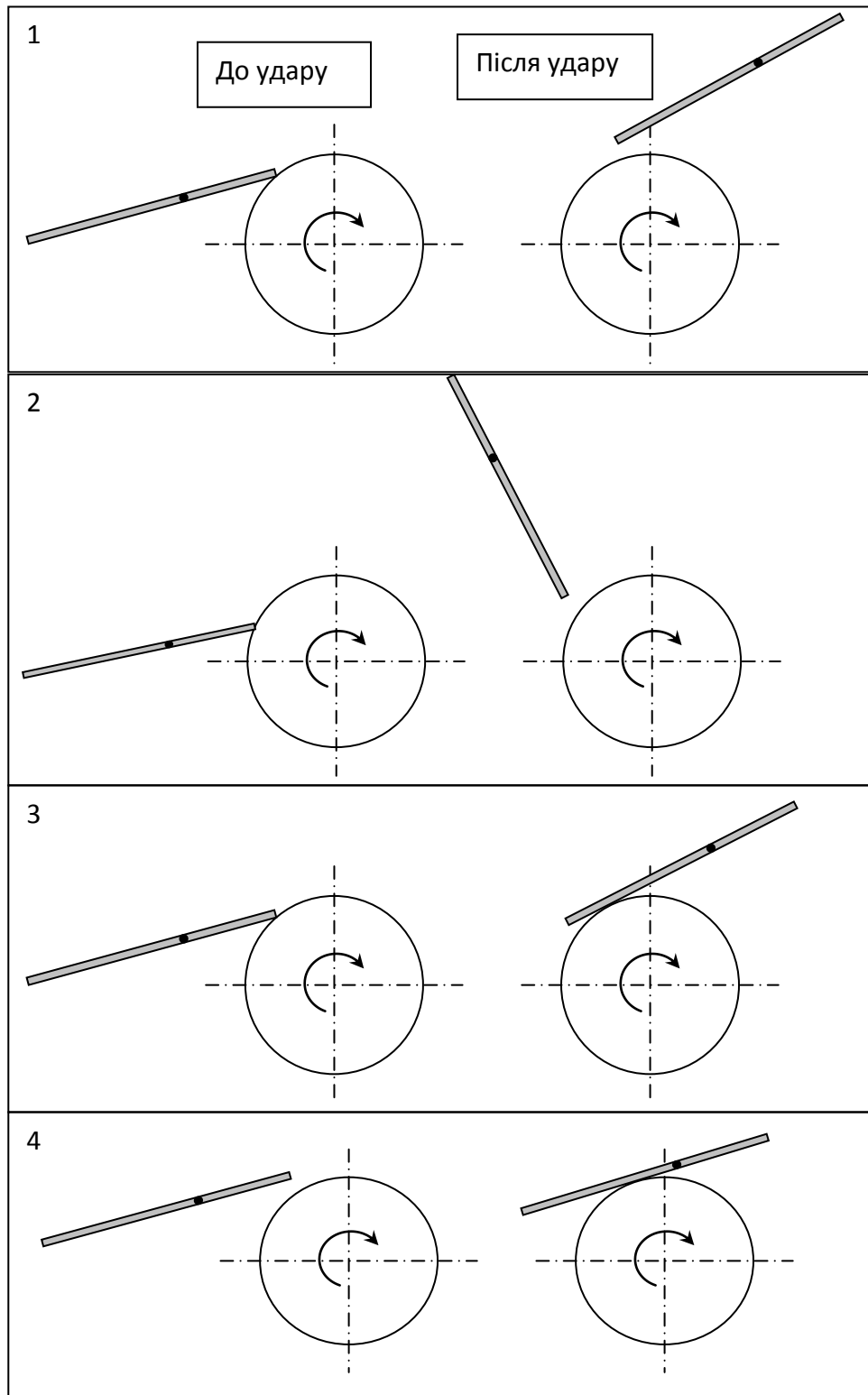


Рис. 2. Виявлені схеми взаємодії стеблини з поверхнею валкоутворювача

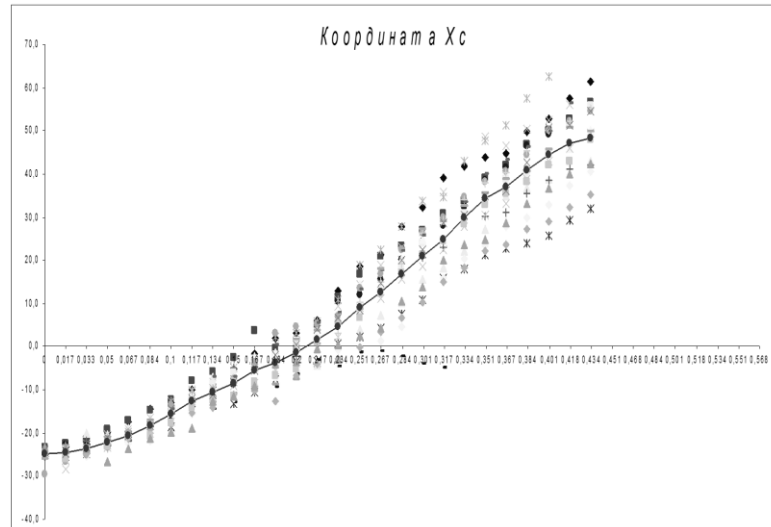


Рис. 3. Залежність координати X_c від часу

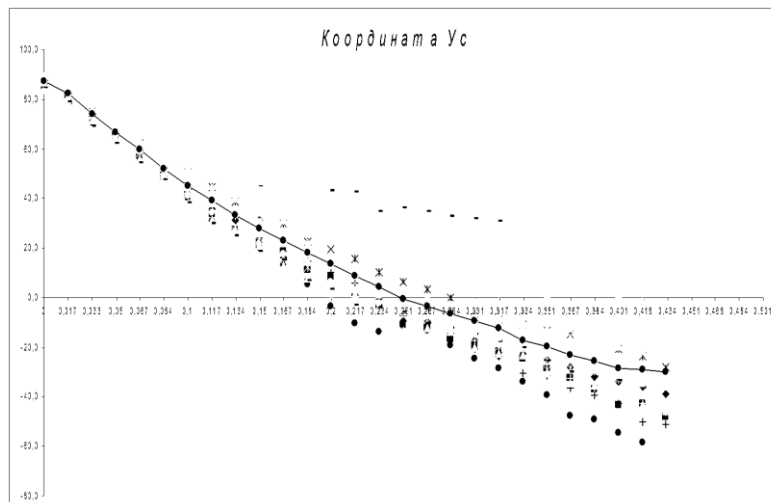


Рис. 4. Залежність координати Y_c від часу

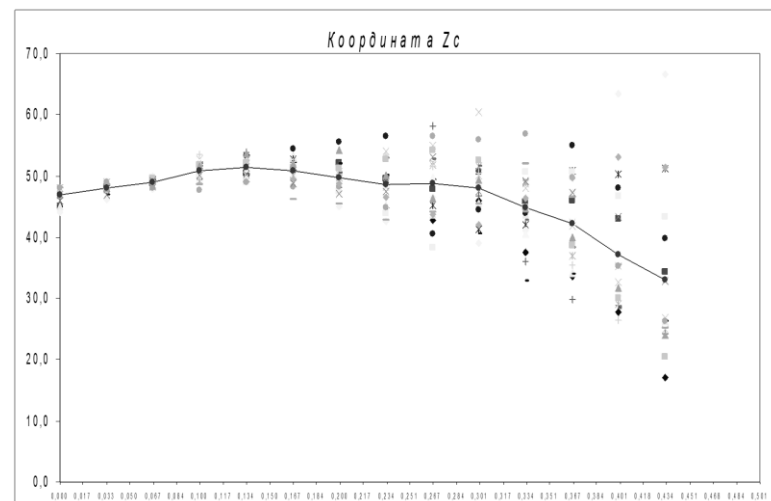


Рис. 5. Залежність координати Z_c від часу

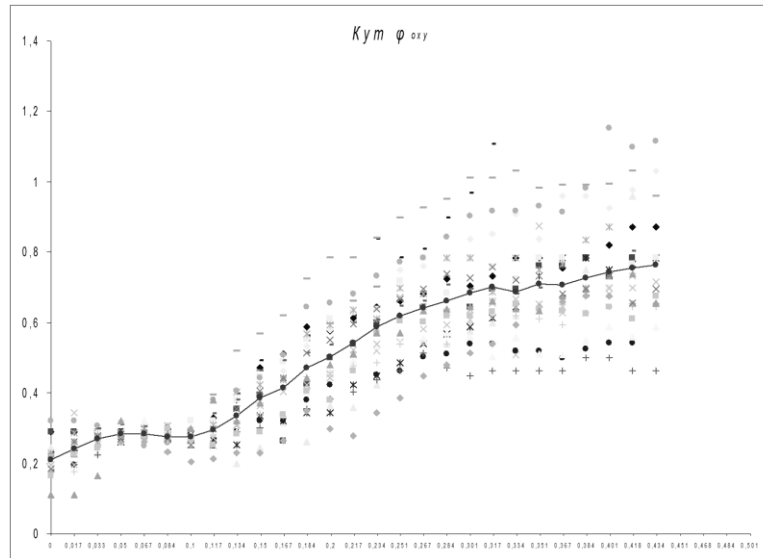


Рис. 6. Залежність кута φ_{oxy} від часу

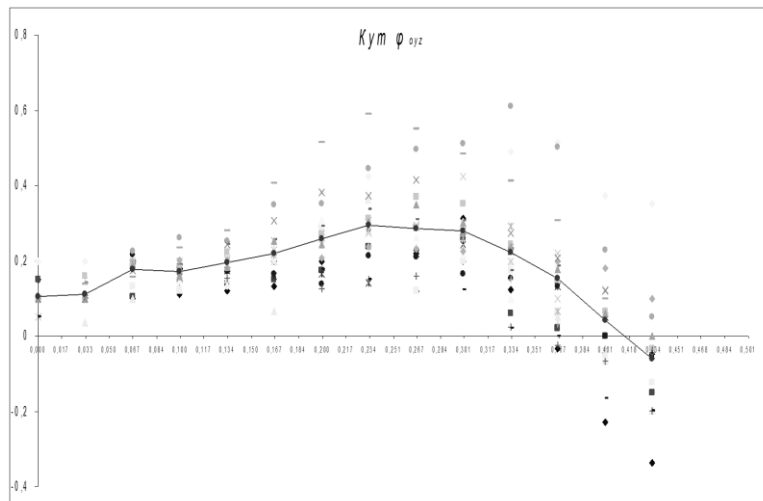


Рис. 7. Залежність кута φ_{oyz} від часу

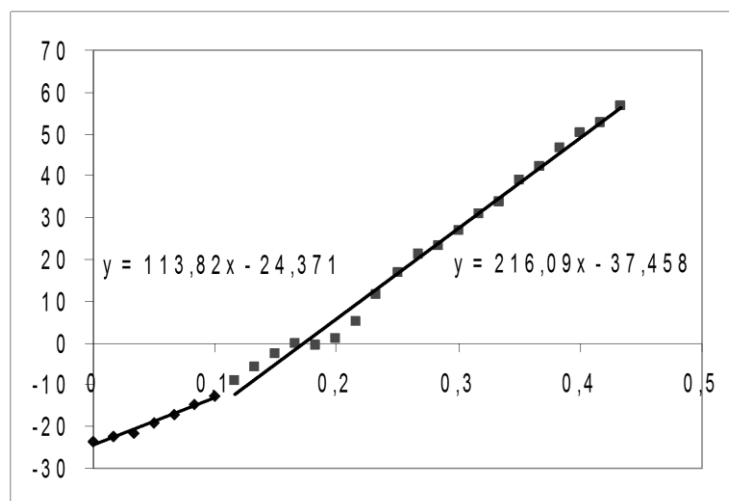
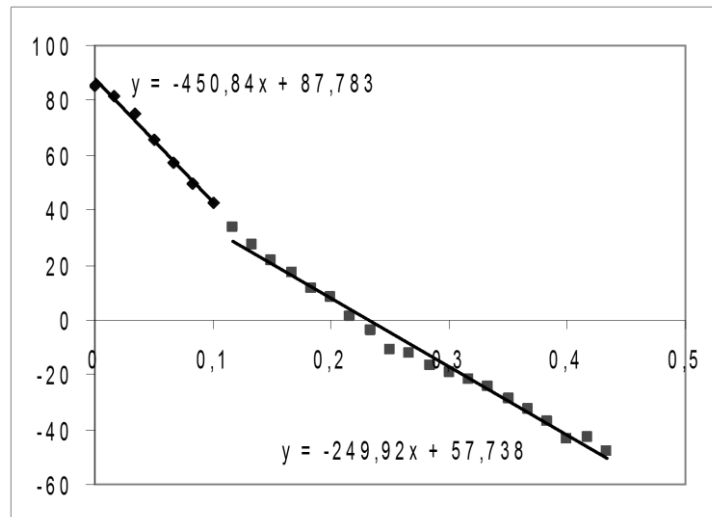
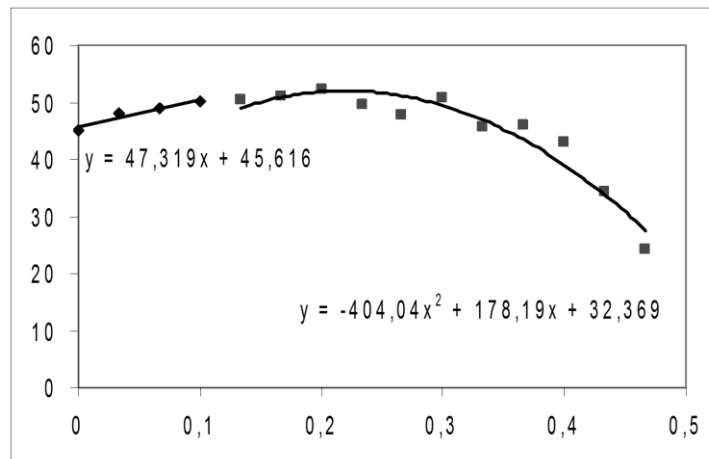
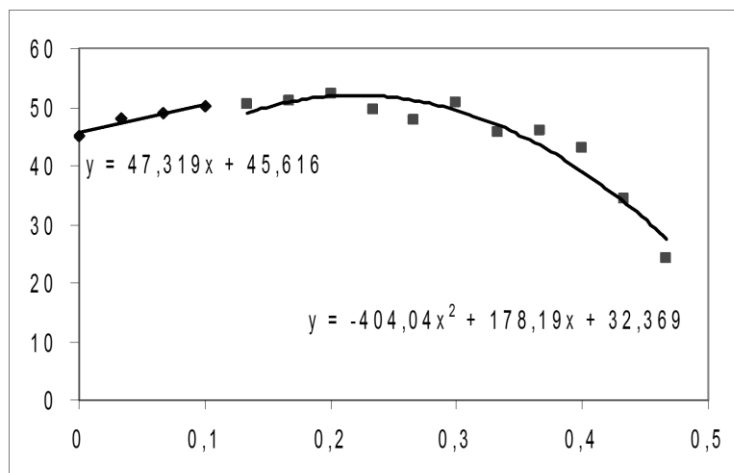
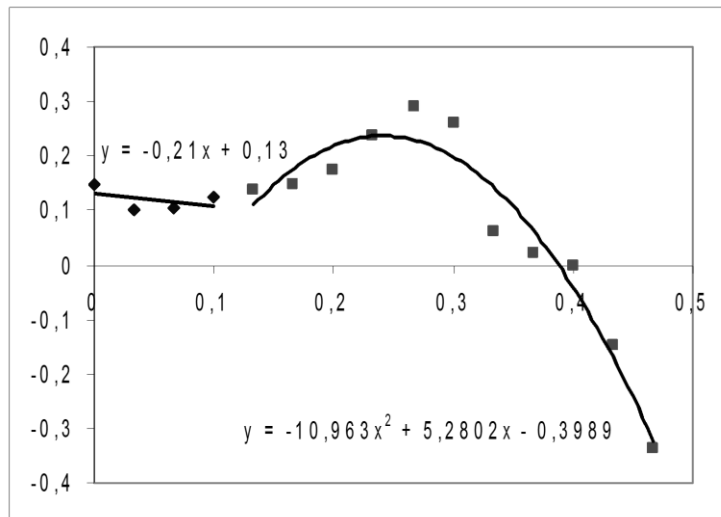


Рис. 8. Графік залежності координати X_c від часу для схеми 1

Рис. 9. Графік залежності координати Y_c від часу для схеми 1Рис. 10. Графік залежності координати Z_c від часу для схеми 1Рис. 11. Графік залежності кута φ_{ox} від часу для схеми 1

Рис. 12. Графік залежності кута φ_{oyz} від часу для схеми 1

У момент удару відбувається значний «стрибок» значень координат центра мас і кутів за дуже малий проміжок часу, що свідчить про наявність великих прискорень, які отримує стеблина в цей час.

З отриманих значень коефіцієнтів рівнянь прямих і парабол знаходимо середні арифметичні значення цих коефіцієнтів. Коефіцієнти середніх арифметичних значень є коефіцієнтами рівнянь, що описують зміну координат центра мас X_c , Y_c , Z_c і кутів φ_{oxy} , φ_{oyz} від часу. Отримані рівняння представлені в табл. 1.

Таблиця 1 - Рівняння руху координат центра мас X_c , Y_c , Z_c і кутів φ_{oxy} , φ_{oyz} .

№ схеми	Коорд., кут	Рівняння руху		
		до удару	після 1-го удару	після 2-го удару
1	X_c , м	$X_c = 1,05 \cdot t - 0,257$	$X_c = 2,132 \cdot t - 0,41$	
	Y_c , м	$Y_c = -4,36 \cdot t + 0,888$	$Y_c = -1,934 \cdot t + 0,516$	
	Z_c , м	$Z_c = 0,346 \cdot t + 0,466$	$Z_c = -4,295 \cdot t^2 + 1,791 \cdot t + 0,313$	
	φ_{oxy} , рад	$\varphi_{oxy} = 0,489 \cdot t + 0,236$	$\varphi_{oxy} = 1,419 \cdot t + 0,243$	
	φ_{oyz} , рад	$\varphi_{oyz} = 0,574 \cdot t + 0,102$	$\varphi_{oyz} = -12,164 \cdot t^2 + 5,993 \cdot t - 0,421$	
2	X_c , м	$X_c = 0,993 \cdot t - 0,255$	$X_c = 0,71 \cdot t - 0,214$	
	Y_c , м	$Y_c = -3,524 \cdot t + 0,831$	$Y_c = -0,849 \cdot t + 0,593$	

Продовження таблиці 1

	$Z_c, \text{ м}$	$Z_c = 0,461 \cdot t + 0,468$	$Z_c = -0,711 \cdot t^2 - 0,662 \cdot t + 0,675$	
	$\varphi_{oxy}, \text{ рад}$	$\varphi_{oxy} = 0,147 \cdot t + 0,244$	$\varphi_{oxy} = 3,455 \cdot t - 0,076$	
	$\varphi_{oyz}, \text{ рад}$	$\varphi_{oyz} = 0,954 \cdot t + 0,075$	$\varphi_{oyz} = -5,148 \cdot t^2 + 1,617 - 0,065$	
3	$X_c, \text{ м}$	$X_c = 1,05 \cdot t - 0,268$	$X_c = 1,741 \cdot t - 0,354$	$X_c = 2,2 \cdot t - 0,443$
	$Y_c, \text{ м}$	$Y_c = -4,367 \cdot t + 0,894$	$Y_c = -3,107 \cdot t + 0,73$	$Y_c = -1,756 \cdot t + 0,417$
	$Z_c, \text{ м}$	$Z_c = 0,35 \cdot t + 0,468$	$Z_c = -0,168 \cdot t + 0,529$	$Z_c = -8,603 \cdot t^2 - 5,118 \cdot t - 0,288$
	$\varphi_{oxy}, \text{ рад}$	$\varphi_{oxy} = 0,538 \cdot t + 0,233$	$\varphi_{oxy} = 2,394 \cdot t + 0,002$	$\varphi_{oxy} = 0,587 \cdot t + 0,476$
	$\varphi_{oyz}, \text{ рад}$	$\varphi_{oyz} = 0,721 \cdot t + 0,112$	$\varphi_{oyz} = 0,59 \cdot t + 0,136$	$\varphi_{oyz} = -9,58 \cdot t^2 + 4,533 - 0,19$
4	$X_c, \text{ м}$	$X_c = 1,16 \cdot t - 0,272$	$X_c = 2,154 \cdot t - 0,424$	
	$Y_c, \text{ м}$	$Y_c = -4,394 \cdot t + 0,865$	$Y_c = -2,246 \cdot t + 0,541$	
	$Z_c, \text{ м}$	$Z_c = 0,309 \cdot t + 0,479$	$Z_c = -5,02 \cdot t^2 + 2,337 \cdot t + 0,247$	
	$\varphi_{oxy}, \text{ рад}$	$\varphi_{oxy} = 0,407 \cdot t + 0,245$	$\varphi_{oxy} = 1,482 \cdot t + 0,1639$	
	$\varphi_{oyz}, \text{ рад}$	$\varphi_{oyz} = 0,87 \cdot t + 0,094$	$\varphi_{oyz} = -8,998 \cdot t^2 + 4,387 - 0,257$	

Висновки. З відомих технологій збору незернової частини врожаю найбільш доцільною стосовно технології збирання врожаю методом обчисування рослин на кореню є валкова технологія. Фізичне моделювання процесу взаємодії стебла з відбиваючою поверхнею валкоутворювача визначило умови, що забезпечують зміну напрямку руху зрізаних стеблин у потрібну область простору.

Список використаних джерел

1. Разработать технологические процессы и основные рабочие органы рисозерноуборочного комбайна и полевой уборочной машины, основанных на принципе обмолота растений на корню: отчет о НИР (заключительный) / МИМСХ; рук. темы П. А. Шабанов. Мелитополь, 1990. 60 с.
2. А. с. 1165278А СССР, МКИ А01D41/08. Устройство для

обмолота сельскохозяйственных культур на корню / И. К. Голубев, Б. И. Гончаров, В. Н. Цыбульников и др. № 3633051/30-15; заявл. 24.05.83; опубл. 07.07.85; Бюл. № 25.

3. Шокарев О. М., Данченко М. М. Технічні вимоги до різального пристрою рисозбирального комбайна обчисувального типу та його польові дослідження. *Праці Таврійської державної агротехнічної академії*. Мелітополь, 2001. Вип. 1, т. 18. С. 88-91.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОДІЇ ЗРІЗАНИХ СТЕБЛИН З ОБЕРТАЮЧОЮ ЦИЛІНДРИЧНОЮ ПОВЕРХНЕЮ ВАЛКОУТВОРЮВАЧА

Данченко М. М., Шокарев О. М., Шегеда К. О.

Анотація

Одним з перспективних напрямів комбайнової технології збирання зернових культур є збирання методом обчисування рослин на корені. Для підвищення надійності технологічного процесу обчисування зернових культур треба підвищити в першу чергу надійність робочих органів різального пристрою комбайна, зокрема валкоутворювача. Дана стаття присвячена дослідженню процесу транспортування та укладки в валок зрізаних, обчесаних стебел зернових культур, які збираються методом обчисування рослин на корені. Процес відбивання зрізаних стебел обертаючою циліндричною поверхнею валкоутворювача різального пристрою має складний характер, а тому для його дослідження був використаний метод фізичного моделювання за допомогою лабораторної установки. В лабораторних умовах було досліджено процес співударяння стеблин з обертаючою циліндричною поверхнею макета валкоутворювача. Фізичне моделювання процесу взаємодії стебла з відбиваючою поверхнею валкоутворювача визначило умови, що забезпечують зміну напрямку руху зрізаних стеблин в потрібну область простору. Встановлено, що після удару змінюються рівняння ліній, які описують рух стебла. В момент удару відбувається значний «стрибок» значень координат центра мас і кутів за дуже малий проміжок часу, що свідчить про наявність великих прискорень, які отримує стеблина в цей час.

Ключові слова : комбайн обчисувального типу, різальний пристрій, транспортуючий механізм, валкоутворювач, кінематичний аналіз.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ СРЕЗАННЫХ СТЕБЛЕЙ С ВРАЩАЮЩЕЙСЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ ВАЛКООБРАЗОВАТЕЛЯ

Данченко М. М., Шокарев О. М., Шегеда К. О.

Аннотация

Одним из перспективных направлений комбайновой технологии уборки зерновых культур является уборка методом очеса растений на корню.

Для повышения надежности технологического процесса очеса зерновых культур необходимо повысить в первую очередь надежность рабочих органов режущего устройства комбайна, в частности валкообразователя.

Данная статья посвящена исследованию процесса транспортировки и укладки в валок срезанных, очесанных стеблей зерновых культур, которые собираются методом очеса растений на корню.

Процесс отражения срезанных стеблей вращающейся цилиндрической поверхностью валкообразователя режущего устройства имеет сложный характер, а потому для его исследования был использован метод физического моделирования с помощью лабораторной установки.

В лабораторных условиях исследован процесс соударения стеблей с вращающейся цилиндрической поверхностью макета валкообразователя. Физическое моделирование процесса взаимодействия стеблей с отражающей поверхностью валкообразователя определило условия, обеспечивающие изменение направления движения срезанных стеблей в нужную область пространства.

Установлено, что после удара меняются уравнения линий, описывающих движение стебля. В момент удара происходит значительный «скачок» значений координат центра масс и углов за короткий промежуток времени, что свидетельствует о наличии больших ускорений, которые получает стебель в это время.

Ключевые слова : комбайн очесывающего типа, режущее устройство, транспортирующий механизм, валкообразователь, кинематический анализ.

EXPERIMENTAL INVESTIGATIONS OF THE INTERACTION OF CUT STEMS WITH THE ROTATING CYLINDRICAL SURFACE OF THE ROLLER N. Danchenko, O. Shokarev, K. Sheheda,

Summary

One of the promising areas of combine technology for harvesting grain crops is harvesting by combing plants at the root.

To increase the reliability of the technological process of combing cereals, it is necessary to increase first of all the reliability of the working bodies of the cutting device of the combine, in particular the swather.

This article is devoted to the study of the process of transportation and stacking of cut, combed stalks of cereals, which are collected by combing plants at the root.

The process of reflecting the cut stems by the rotating cylindrical surface of the cutter of the cutting device is complex, and therefore for its study was used the method of physical modeling using a laboratory installation. In the laboratory, the process of collision of stems with the rotating cylindrical surface of the model of the swather was studied.

Physical modeling of the process of interaction of the stem with the reflecting surface of the swather has determined the conditions that change the direction of movement of the cut stems in the desired area of space. It is established that after the impact the equations of the lines describing the movement of the stem change, at the moment of impact there is a significant "jump" of the coordinates of the center of mass and angles for a very short period of time, indicating the presence of large accelerations.

Key words : combine of computing type, cutting device, transporting mechanism, swath former, kinematic analysis.

УДК 631.3:636.

DOI: 10.31388/2078-0877-2020-20-4-147-155

ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ ТЕХНОЛОГІЙ І ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ НА ТВАРИННИЦЬКИХ ФЕРМАХ

Болтянська Н. І., к.т.н.

ORCID: 0000-0002-7887-4715

Болтянський О. В., к.т.н.

ORCID: 0000-0002-9543-5538

Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного

e-mail: nataliia.boltianska@tsatu.edu.ua

Постановка проблеми. Розвиток трансформаційних процесів у тваринництві в даний час не супроводжується їх механічною ліквідацією, а полягає у перетворенні галузей (систем) і існуючих тут економічних взаємовідносин у нові за змістом і з орієнтацією на ринок. У таких складних умовах значна роль відводиться ринковій трансформації (визначається регіональними факторами і передумовами розвитку ринкових відносин), яка спрямована на економічну модернізацію, структурну перебудову і переоснащення виробництва, забезпечення високого рівня конкурентоспроможності продукції, особливо тваринницької, на зовнішніх ринках та задоволення продовольчих потреб усіх верств населення.

У сучасних умовах стабілізації ринкових взаємовідносин підприємств і різних суб'єктів господарювання основним напрямом техніко-технологічної модернізації, як закономірності процесу ринкової трансформації, є створення конкурентоспроможного виробництва тваринницької продукції. Воно передбачає активізацію інноваційних виробничих процесів і розробку адекватної їм методологічної (комплекс теоретичних, методичних і практичних питань) і нормативно-правової бази, пов'язаної зі специфікою розвитку тваринництва [1-6].

Затяжна криза, що зберігається, в сільському господарстві і обумовлене їм обвальне скорочення об'ємів виробництва продукції і поголів'я тварин, зниження рівня споживання високоякісних продуктів тваринного походження, зростання питомих витрат матеріальних, трудових і енергетичних ресурсів і низька ефективність підгалузей тваринництва пояснюється не тільки недосконалістю здійснюваної економічної політики в аграрній сфері, але і крайньою низькою осначеністю об'єктів сучасними і високоефективними машинами, знаряддями, засобами автоматизації і контролю.

У результаті відміченого зростають витрати робочого часу і кормів на отримання продукції, ускладнюються умови для застосування ресурсозберігаючих технологій (нормування годування, якісної підготовки кормів, оптимізації параметрів мікроклімату), підвищення рівня реалізації генетичного потенціалу тварин, зниження витрат і поліпшення якості продукції [7-10].

Аналіз останніх досліджень. Проблема переоснащення виробництва і поширення нових технологій розглядалася у працях закордонних науковців: А. Абдель-Малека, З. Баумана, М. Вебера, С. Гантінгтона, Е. Дюркгейма, О. Конта, Г. Спенсера, Ф. Тьонніса.

Науково-теоретичні і практичні питання систематизації і методології окремих аспектів і здобутків теорії модернізації, інноваційної модернізації, параметрів оновлення і переоснащення виробництва, функціонування тваринництва, підвищення його конкурентоспроможності і ефективності вивчаються такими видатними світовими і вітчизняними дослідниками, як О. П. Азізов, В. Г. Андрійчук, І. Ф. Баланюк, О. В. Березін, В. М. Геєць, В. В. Іванишин, Ю. О. Лупенко, М. Й. Малік, Л. О. Мармуль, М. В. Місюк, В. Я. Месель-Веселяк, Б. Й. Пасхавер, П. Т. Саблук, В. К. Савчук, І. В. Свиноус, І. Н. Топіха, О. В. Шубравська та іншими провідними фахівцями з аграрної економіки.

Однак, досліджувана вітчизняними і закордонними вченими проблема потребує подальших ґрунтовних досліджень, направлених на пошук інноваційних шляхів відродження і ефективних стратегій розвитку галузі тваринництва за рахунок її технікотехнологічного переоснащення і модернізації виробничих процесів [8-13].

Формулювання цілей статті. Дослідити сучасний стан технікотехнологічного забезпечення тваринницької галузі в Україні і визначити тенденції розвитку технологій і технічних засобів на тваринницьких фермах.

Основна частина. На тваринницьких фермах України до цих пір застосовується морально застаріла, неефективна і витратна технологія виробництва молока, заснована на традиційному прив'язному утриманні корів і доїнні в переносні відра або молокопровід на застарілих лінійних доїльних установках, в кращому разі – на більш сучасних установках виробництва «DeLaval», НВП «Фемакс», «Westfalia», «SAC», «Profimilk» та ін. [14,15].

При всіх перевагах прив'язного утримання корів (індивідуальне обслуговування і інше) навантаження на оператора машинного доїння на цих фермах не перевищує 50 корів, а затрати праці на виробництво 1 ц молока не можуть бути нижче 4,5 люд. год. Разом з тим, ці технології будуть ще тривалий час використовуватися в

господарствах, так як модернізація ферм вимагає великих капітальних вкладень.

Більш прогресивним є безприв'язний спосіб утримання корів, який у європейських країнах становить 68-70%, в США – 84-85%, а в Україні – 15–20%. Він забезпечує реалізацію прогресивних технологій, високу продуктивність праці і мінімальні витрати ресурсів. Технології, які базуються на безприв'язному способі утримання тварин, можуть бути реалізовані в різних варіантах: боксовому, комбібоксовому і безбоксовому [16-18]. Перехід на безприв'язне утримання та впровадження автоматизованої системи управління дозволяє значно скоротити трудовитрати і довести навантаження на фахівця до 200–250 тварин.

Для дійного стада України, з усього різноманіття варіантів рекомендуються технології, засновані на безприв'язно-боксовому утриманні корів. Відмінні елементи цих технологій при використанні підстилки, на килимках або на матах і при різних поєднаннях систем утримання та принципів обслуговування представлені на рис. 1.



Рис. 1. Елементи рекомендованих технологій утримання та обслуговування корів

Годівля тварин здійснюється за індивідуально-груповим (з використанням автоматичних кормових станцій і роздавачів-змішувачів) або груповим принципом (з використанням кормоприготувальних пунктів з мобільними роздавачами або роздавачів-змішувачів). Доїння проводиться за індивідуальним принципом на установках типу «Тандем», «Карусель», доїльних роботів. Доїння за індивідуально-груповим принципом проводиться на установках типу «Ялинка» і «Паралель».

Для видалення гною перспективним є застосування мобільних агрегатів зі змінною шириною захвату або скреперних установок з програмним керуванням, з вивантаженням гною шнековими транспортерами (типу ТШГ-250, КШН-300), а також скреперних установок з вивантаженням «флеш-системою» або «слалом» з подальшим транспортуванням гною насосами.

Сьогодні активно ведеться робота з розробки нових технологій і створення нових технічних засобів механізації і автоматизації виробничих процесів у тваринництві. Вже створені енерго- і ресурсозберігаючі технології формування мікролімату в тваринницьких приміщеннях, роботизовані і автоматизовані системи прибирання та видалення гною, автоматизовані лінії роздавання кормів, роботи-дояри та автоматизовані доїльні установки. Останнім часом активно впроваджується система добровільного доїння з використанням роботів-доярів. У даний час у світі створено і працює більше 10 тис. доїльних роботів. Застосуванням роботів забезпечується досягнення максимальної реалізації генетичного потенціалу тварин, продовження терміну господарського використання тварин до 4 лактацій [19-21].

Дослідження показали, що в останні роки у тваринництві в більшості підприємств регіонів застосовуються застарілі машини, обладнання і технології, нераціонально використовуються енергетичні і кормові ресурси, високі трудові витрати, що негативно впливає на продуктивність тварин і якість тваринницької продукції. Водночас ряд великих тваринницьких підприємств провели повне технічне переоснащення виробництва, перейшли на використання сучасних технологій виробництва продукції, а тому забезпечили прибутковість і високий рівень рентабельності (в окремих із них вона складає понад 120%).

Все це спонукає до проведення часткового (постійне покращення ряду техніко-експлуатаційних параметрів механізмів і технологій їхнього виготовлення, оновлення існуючих моделей машин, обладнання) або повного (невідкладний масовий перехід до нових поколінь інноваційної фермської техніки), але ефективного переоснащення виробничих процесів за рахунок встановлення

сучасного обладнання, що базується на принципах комп'ютерного обслуговування. Зокрема, великою популярністю користується вітчизняний і закордонний асортимент техніки для сучасних тваринницьких ферм, свиноферм і птахокомплексів, які поставляються відомою фірмою ТОВ «Агротех Консалт» [22, 23].

Виробничий процес у тваринництві є досить складним механізмом, оскільки йому підпорядковується утримання і обслуговування тварин, формування кормової бази, виробництво продукції, її первинна і промислова обробка, транспортування, зберігання і реалізація. Усі ці стадії процесу є практично характерними для кожної галузі різних організаційних форм суб'єктів господарювання, хоча для свого здійснення вимагають різноманітного набору машин і механізмів, які після певного періоду експлуатації вимагають свого оновлення, тобто постає питання про їхню модернізацію.

Техніко-технологічне переоснащення тваринництва залежить від сформованого на підприємствах регіонів України парку фермських машин і обладнання. На молочних фермах приготування, доставка та роздавання кормосумішей на кормові столи здійснюється мобільними роздавачами-змішувачами різних типів та їх аналогів, адаптованих до умов вітчизняних тваринницьких ферм. Роздавачі-змішувачі, що випускаються в Україні та імпортовані не дозволяють здійснювати дозування комбікормів по групах тварин після завантаження. Розробка і застосування такого вітчизняного роздавача повинна забезпечити необхідну ступінь подрібнення, більш високу точність дозування і рівномірність змішування не менше 90%, при цьому зниження витрати палива повинно досягти 8–10%.

Слід зазначити, що застосування мобільних кормороздавачів-змішувачів для приготування, доставки і роздавання кормосумішей не єдине і не завжди раціональне рішення. Це дуже дорогі і енергоємні машини, для ефективного використання яких необхідні механізовані сховища компонентів раціону. У багатьох випадках більш раціональні стаціонарні кормоприготувальні агрегати, що розміщуються в невеликих приміщеннях, зблокованих зі складом зберігання поточного запасу концентрованих кормів і добавок, або безпосередньо в цих складах.

Утримання молочної худоби пов'язано з великими витратами праці на доїння (затрачається до 35% всього робочого часу на обслуговування тварин). При безприв'язному утриманні доїння корів здійснюється в спеціальних доїльних залах на установках типу «Ялинка», «Тандем», «Паралель», «Карусель». Нажаль автоматизовані доїльні установки модульного виконання в достатній кількості в Україні не випускається, хоча застосування таких установок може

забезпечити підвищення продуктивності праці і комплектацію ними доїльних залів на фермах в 1000 корів і більше.

Аналіз машинних технологій показує, що машини та обладнання, необхідні для оснащення реконструйованих і споруджуваних ферм, в Україні випускаються лише частково. Нове перспективне обладнання вимагає розробки та освоєння у виробництві.

Висновки. Здебільшого на тваринницьких фермах спостерігається низький рівень забезпечення сучасною фермською технікою і освоєння підприємствами інноваційних технологій, що значно підвищує собівартість тваринницької продукції, знижує її якість і безпечність, згідно вимог міжнародних стандартів. Тваринництво потребує прискореного впровадження сучасних технологій виробництва м'яса і молока за рахунок створення належних умов утримання тварин та раціонального використання і модернізації виробничих потужностей тваринницьких ферм.

Розвиток технологій і технічних засобів тваринництва має наступні тенденції: розширення застосування безприв'язного способу утримання корів з доїнням в сучасних доїльних залах і доїльними роботами, використання генетичного потенціалу тварин та енергії корму; використання кормороздавачів-змішувачів, кормових станцій для забезпечення нормованої годівлі; застосування роботів для очищення стійл, кормових і гнойових проходів; впровадження енергоефективного обладнання для створення мікроклімату в тваринницьких приміщеннях.

Список використаних джерел:

1. Zabolotko O. O. Performance indicators of farm equipment. *Kramar Readings: Proceedings of the IV International Scientific and Technical Conference*. 2017. P. 155–158.

2. Болтянська Н. І., Комар А. С. Аналіз конструкцій пресів для приготування кормових гранул та паливних брикетів. *Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2018. Вип. 8, т. 2. С. 44–56.

3. Skliar A., Boltianskyi B., Boltyanska N., Demyanenko D. Research of the cereal materials micronizer for fodder components preparation in animal husbandry. *Modern Development Paths of Agricultural Production. Trends and Innovations: Conference proceedings*. 2019. P. 249–258.

4. Komar A. S. Processing of poultry manure for fertilization by granulation. *Innovative Technologies for Growing, Storage and Processing of Horticulture and Crop Production: Abstracts of the 5th International Scientific and Practical Conference*. Uman, 2019. P. 18-20.

5. Герасимович Л. С., Сапун О. Л., Синенький А. В. Методология научного обоснования аграрных комплексных энергосистем с использованием местных ресурсов. *Вест. Нац. акад. наук Беларуси. Сер. аграр. наук.* 2019. Т. 57, № 1. С. 93–109. DOI: 10.29235/1817-7204-2019-57-1-93-109.

6. The power of transformation. Wind, Sun and the Economics of Flexible Power Systems / International Energy Agency. Paris, 2013. 238 p. DOI: 10.1787/9789264208032-EN.

7. Болтянська Н. І. Умови забезпечення ефективного застосування ресурсозберігаючих технологій в молочному скотарстві. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. Мелітополь*, 2016. Вип. 16, т. 2. С. 153–159.

8. Лаврук В. В. Техніко-технологічне переоснащення тваринництва. *Подільський вісник: сільське господарство, техніка, економіка.* 2017. Вип. 26. С. 173-181.

9. Болтянский О. В. Анализ основных направлений ресурсосбережения в животноводстве. *Motrol: Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa.* 2016. Vol.18, № 13, b. P. 49–54.

10. Болтянська Н. І. Забезпечення якості продукції у галузі сільськогосподарського машинобудування. *Науковий вісник НУБіП. Сер. Техніка та енергетика АПК.* Київ. 2014. Вип. 196. С. 239–245.

11. Скляр О. Г., Болтянська Н. І. Основи проектування тваринницьких підприємств: підручник. Київ: Кондор, 2018. 380 с.

12. Скляр Р. В., Комар А. С. Визначення заходів з підвищення енергоефективності сільськогосподарського виробництва. *WayScience.* Дніпро, 2020. Т. 1. С. 118-121.

13. Болтянська Н. І. Залежність конкурентоспроможності галузі свинарства від технологічних параметрів продуктивності тварин. *Вісник Харківського національного технічного університету сільськогосподарства ім. П. Василенка.* Харків, 2017. Вип. 181. С. 81–89.

14. Boltyansky O. V. Analysis of the main areas of resource conservation in animal husbandry. *Motrol: Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa.* 2016. Vol. 18, № 13. P. 49-54.

15. Скляр О. Г., Болтянська Н. І. Механізація технологічних процесів у тваринництві: навч. посібник. Мелітополь, 2012. 720 с.

16. Скляр О. Г., Болтянська Н. І. Основи проектування тваринницьких підприємств: підручник. Київ: Кондор, 2018. 380 с.

17. Заболотько О. О. Аналіз потенційних напрямів ефективного розвитку галузі свинарства. *Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: матер. І Міжнар. наук.-*

практ. Інтернет-конф. (01-24 квітня 2020 р.). Мелітополь, 2020. С. 121-127.

18. Болтянська Н. І. Система чинників ефективного застосування ресурсозберігаючих технологій в молочному скотарстві на підприємстві. *Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2016. Вип. 6, т. 3. С. 87-95.

19. Болтянський О. В. Екологічна безпека виробництва та зменшення витрат матеріальних і енергетичних ресурсів для отримання сільськогосподарської продукції. *Науковий вісник НУБіП. Сер. Техніка та енергетика АПК*. 2015. Вип. 212, ч. 1. С. 275–283.

20. Skliar O., Skliar R. Justification of conditions for research on a laboratory biogas plant. *Motrol: Motoryzacja I Energetyka Rolnictwa*. 2013. Vol. 16, № 2. P. 183-188.

21. Hayes S., Baum N., Herndon G. Energy Efficiency: Is the United States improving? 2013. 20 p. URL: <https://www.aceee.org/files/pdf/white-paper/ee-is-the-us-improving.pdf> (дата звернення: 11.11.2020).

22. Adrados A., De Marco I., Lopez-Urionabarrenechea A. Pyrolysis behavior of different type of materials contained in the rejects of packaging waste sorting plants. *Waste Management*. 2013. Vol. 33. P. 52–59.

23. Komar A. S. Development of the design of a press-granulator for the processing of bird manure. *Topical issues of development of agrarian science in Ukraine: Coll. scientific-works of Intern. Research Practice Conf. Nizhin*, 2019. P. 84–91.

ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ ТЕХНОЛОГІЙ І ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ НА ТВАРИННИЦЬКИХ ФЕРМАХ Болтянська Н. І., Болтянський О. В.

Анотація

У статті проаналізовано сучасний стан технологій і технічних засобів на тваринницьких фермах, який показав, що в більшості випадків спостерігається низький рівень забезпечення сучасною тваринницькою технікою і освоєння підприємствами інноваційних технологій, що значно підвищує собівартість тваринницької продукції, знижує її якість і безпеку. Було визначено, що розвиток технологій і технічних засобів тваринництва має такі тенденції: розширення застосування безприв'язного способу утримання корів з доїнням в сучасних доїльних залах і доїльними роботами, використання генетичного потенціалу тварин і енергії корму; використання кормороздавачів-змішувачів, кормових станцій для забезпечення нормованого годування; застосування роботів для очищення стійл, кормових і гнойових проходів; впровадження енергоефективного обладнання для створення мікроклімату в тваринницьких приміщеннях.

Ключові слова: тваринництво, техніка, технологія, розвиток, тенденції, доїння, кормоприготування, видалення гною, створення мікроклімату.

ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ ТЕХНОЛОГИЙ И ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ НА ЖИВОТНОВОДЧЕСКИХ ФЕРМАХ

Болтянская Н. И., Болтянский О. В.

Аннотация

В статье проанализировано современное состояние технологий и технических средств на животноводческих фермах, который показал, что в большинстве случаев наблюдается низкий уровень обеспечения современной животноводческой техникой и освоения предприятиями инновационных технологий, что значительно повышает себестоимость животноводческой продукции, снижает ее качество и безопасность. Было определено, что развитие технологий и технических средств животноводства имеет следующие тенденции: расширение применения беспривязного способа содержания коров с доением в современных доильных залах и доильными роботами, использование генетического потенциала животных и энергии корма; использование кормораздатчиков-смесителей, кормовых станций для обеспечения нормированного кормления; применение роботов для очистки стойл, кормовых и навозных проходов; внедрение энергоэффективного оборудования для создания микроклимата в животноводческих помещениях.

Ключевые слова: животноводство, техника, технология, развитие, тенденции, доение, кормоприготовление, удаление навоза, создание микроклимата.

DEVELOPMENT TRENDS OF TECHNOLOGIES AND TECHNICAL EQUIPMENT ON LIVESTOCK FARMS

N. Boltianska, O. Boltyanski

Summary

Today, a significant role is given to market transformation, which is aimed at economic modernization, restructuring and re-equipment of production, ensuring a high level of competitiveness of livestock products in foreign markets and meeting the food needs of all segments of the population. Studies have shown that in recent years in animal husbandry in most enterprises in the regions, outdated machines, equipment and technologies are used, energy and feed resources are used irrationally, there are high labor costs, which negatively affects the productivity of animals and the quality of livestock products. Basically, on livestock farms, there is a low level of development of innovative technologies by enterprises, which significantly increases the cost of livestock products, reduces their quality and safety. Livestock raising requires the accelerated introduction of modern technologies for the production of meat and milk through the creation of appropriate conditions for keeping animals and the rational use and modernization of the production capacities of livestock farms. Today, work is underway to develop new technologies and create new technical means of mechanization and automation of production processes in animal husbandry. The development of technologies and technical means of animal husbandry has the following tendencies: the expansion of the use of loose-fitting method of keeping cows with milking in modern milking parlors and milking robots, the use of the genetic potential of animals and feed energy; the use of feed dispensers-mixers, feed stations to ensure rationed feeding; the use of robots for cleaning stalls, feed and manure passages; introduction of energy efficient equipment for creating a microclimate in livestock buildings.

Key words: animal husbandry, equipment, technology, development, trends, milking, fodder preparation, manure removal, microclimate creation.

УДК 621.43

DOI: 10.31388/2078-0877-2020-20-4-156-167

СООТНОШЕНИЯ МЕЖДУ ОСНОВНЫМИ РАЗМЕРАМИ ШЕСТЕРЁН МАСЛЯНЫХ НАСОСОВ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Стефановский А. Б., к.т.н.

ORCID: 0000-0002-5851-5918

*Таврический государственный агротехнологический университет
имени Дмитра Моторного*

Тел. (0619) 42-04-42

Постановка проблемы. Основными размерами шестерён масляного насоса (МН) с внешним зацеплением можно считать их ширину или осевую длину b и наружный диаметр d_{ex} (или диаметр окружности выступов). Если учесть количество зубьев шестерни z_t , то можно определить и такой размер, как модуль зацепления $m_z = d_{ex}/(z_t + 2)$.

Известно [1 – 3], что теоретическая величина подачи масла таким насосом при заданной частоте вращения шестерён пропорциональна произведению $z_t b m_z^2$. Поэтому при разработке конструкции МН для системы смазки двигателя нужно правильно выбрать значения перечисленных размеров. Но, как показано ниже, эти значения, рекомендуемые в учебной литературе, в ряде случаев заметно отличаются от фактически реализованных на практике.

Анализ последних исследований. Выполнен анализ справочной литературы [4 – 6] и описаний конструкций отечественных автотракторных (в широком смысле, то есть устанавливавшихся только на автомобилях или только на тракторах, либо на тех и других с некоторыми модификациями) двигателей, выпускавшихся в течение ряда последних десятилетий. В результате установлены фактические пределы изменения количества зубьев и выше перечисленных размеров шестерён МН с внешним зацеплением, применявшихся в системах смазки этих двигателей (для 2-секционных МН рассматривались параметры основной, более производительной секции, за исключением МН 2-цилиндрового дизеля 2ДТХ, выпускавшегося харьковским заводом имени Малышева [7]). В случаях, когда конкретные значения размеров шестерён МН не указывались в литературе, они определялись приближённо по приведенным в ней иллюстрациям, на основе известных значений диаметров цилиндров двигателей и иных размеров, а также путём обследования макетов двигателей.

В автомобильных двигателях с искровым зажиганием (АДИЗ) – как карбюраторных, так и со впрыском бензина последние десятилетия применяются МН с прямыми зубьями и $z_t=7$. Исключением служит МН карбюраторных двигателей, выпускавшихся Волжским автозаводом (ВАЗ), имевший косые зубья с $z_t=9$ [8] и, по-видимому, унаследованный от итальянского прототипа FIAT 124.

В дизелях, устанавливавшихся на автомобилях и в ряде случаев также на тракторах (далее называемых «автотракторными» – в узком смысле), применялись МН с $z_t = 8...10$, а в дизелях, которые были разработаны именно для тракторов (далее называемых «тракторными») – с $z_t = 8...12$. Во всех случаях использовались прямые зубья у шестерён МН.

Ширина шестерён исследованных МН АДИЗ находится в пределах примерно $b = 19...50$ мм (минимальная в 4-цилиндровом двигателе МЗМА-407, максимальная в 8-цилиндровом ЗИЛ-111 [6]). Для современных моделей b находится в более узких пределах 30...40 мм; например, шестерни МН двигателей, выпускаемых Заволжским моторным заводом (ЗМЗ), имеют ширину, соответствующую границам 2-го интервала [9; 10].

Значения b в исследованных МН автотракторных дизелей находятся в пределах 30...55 мм (минимальное у универсальных дизелей «авиационного» типа семейства Ч15/18, максимальное у 6-цилиндрового ЯМЗ-236Д [11]), а в МН тракторных дизелей – в пределах 10...55 мм (минимальное у менее производительной секции МН 2-цилиндрового дизеля 2ДТХ с масляным охлаждением, обслуживавшей систему смазки, максимальное у 6-цилиндрового А-01М [5] (хотя по другим данным в этом дизеле ранее применялся МН с $b \approx 39$ мм [12])).

Наружный диаметр шестерён МН АДИЗ находится в пределах около $d_{ex} = 29...43$ мм (минимальный в 4-цилиндровом двигателе МеМЗ-966А с воздушным охлаждением, максимальный в ЗИЛ-111), а для современных моделей – в пределах примерно 34...40 мм. При этом $d_{ex} \approx 34$ мм применяется в МН упомянутых двигателей ВАЗ, $d_{ex} \approx 40$ мм – в МН двигателей ЗМЗ, а промежуточные значения d_{ex} из 2-го интервала применялись в МН ряда устаревших карбюраторных двигателей (моделей 412, ЗМЗ-24Д, ЗИЛ-164А, М-21, МеМЗ-968, МЗМА-407, -408).

Значения d_{ex} в МН автотракторных дизелей находятся в пределах около 40...55 мм (минимальное у 8-цилиндрового дизеля КамАЗ-740, максимальное у более современных КамАЗ-740.11, -740.50 [13]), а в МН тракторных дизелей – в пределах около 36...60 мм (минимальное у вихрекамерных дизелей Д-16, -35, максимальное у 4-цилиндровых дизелей СМД [4; 5]).

Модуль зацеплення шестерён МН АДІЗ при $z_t=7$ знаходиться в межах $m_z \approx 3,4 \dots 4,7$ мм, а в МН карбюраторних двигателів ВАЗ був близьок до 3,3 мм. Значення модуля в МН автотракторних дизелів знаходяться в межах около 4...5 мм, а в МН тракторних – в межах около 3...5 мм (мінімальне у 2-циліндрових дизелів Д-16 і -120 з повітряним охолодженням і 2ДТХ – з масляним, максимальне – у більш крупних дизелів з повітряним охолодженням (предкамерного 4-циліндрового Д-30 і 8ДВТ-330 з непрямою впрыском), 4- і 6-циліндрових дизелів А-41, -01М).

В табл. 1 сопоставлені вище перераховані і приведені в навчальній літературі [14 – 20] інтервали зміни параметрів шестерён МН вітчизняних автотракторних (в широкому сенсі) двигателів. Дизелі автотракторні (в вузькому сенсі) позначені буквою А, а тракторні – буквою Т. З приведених даних видно, що інтервалами значень цих параметрів, рекомендованих в такій літературі, може не враховуватися різниця конструкцій МН, застосованих в АДІЗ і дизелях.

Хоча величина шестерён МН, встановленого в системі мастила двигателя, до певної ступені пропорційна робочому об'єму $i_{cyl}V_s$ останнього, чітких залежностей їх розмірів від цього об'єму немає. Часто одна і та ж конструкція МН застосовувалася (і до сих пор застосовується) в ряду двигателів, помітно відрізняються величинами робочого об'єму. Так, це властиво: карбюраторним двигателям ВАЗ ($i_{cyl}V_s \approx 1,2 \dots 1,7$ л), Горьківського автозавода (ГАЗ) і ЗМЗ (2,1...3,5 л), сучасним двигателям ЗМЗ – карбюраторним і з впрыском бензину (2,3...4,25 л); дизелям 4- і 6-циліндровим А-41 і -01М, 6-, 8- і 12-циліндровим Ярославського моторного заводу (ЯМЗ), 6- і 12-циліндровим родини Ч15/18. Тому статистичні залежності розмірів шестерён МН від $i_{cyl}V_s$ характеризуються невисокими значеннями коефіцієнта кореляції, для МН АДІЗ, наприклад, рівними 0,74 для b і 0,51 для d_{ex} [21].

Але в роботах [21; 22] показано, що більш чіткі статистичні залежності від робочого об'єму двигателя не самих цих розмірів, а таких їх функцій, як $b + d_{ex}$ або $\sqrt{bd_{ex}}$. Це дозволило побудувати метод наближеного розрахунку цих розмірів на основі рішення системи двох рівнянь, описують такі залежності двох функцій b і d_{ex} від $i_{cyl}V_s$. Це веде спочатку до значення ширини шестерні, а потім – до зв'язаного з останнім значенням d_{ex} , які несуть певну похибку відносно розмірів шестерён МН передбачуваного прототипу.

Таблиця 1 - Интервалы изменения количества зубьев и основных размеров шестерён МН автотракторных двигателей

Наименование	Фактические		Рекомендуемые	
	для АДIZ	для дизелей	Значения	Источник
Количество зубьев	7; 9	(А) 8...10 (Т) 8...12	7...12 6...15 6...12	[14; 15] [16; 20] [17 – 19]
Ширина шестерни, мм	19...50	(А) 30...55 (Т) 10...55	20...50 12...48	[14] [15]
Наружный диаметр шестерни, мм	29...43	(А) 40...55 (Т) 34...60	25...60 27...60* 24...84* 16...84*	[14] [15] [18; 20] [19]
Отношение b/d_{ex}	0,5...1,35 (рис. 1,а)	0,2...1,3 (рис. 1,б)	0,3...1,3	[16; 20]
Модуль, мм	3,3...4,7	(А) 4...5 (Т) 3...5	3...6 3...4,25 2...5 2...6	[14, 17, 18] [15] [16] [19]

Примечание: * верхний предел ограничен условием, что окружная скорость выступов зубьев не более 10 м/с, и может быть меньше указанного числа.

Точность расчёта одного из размеров шестерни МН (например, d_{ex}) можно улучшить, если вычислять его в увязке со значением другого размера (b), найденного путём решения выше упомянутой системы уравнений, с помощью более чёткой математической зависимости (близкой к функциональной), связывающей оба эти размера.

Формулирование цели. Выявить достаточно чёткие математические зависимости между основными размерами шестерён МН с внешним зацеплением, установленных в отечественных автотракторных двигателях.

Основная часть. В результате анализа информации о размерах шестерён МН этих двигателей, выявлены зависимости между их функциями, которые в ряде случаев по чёткости близки к функциональным. Этими функциями служат отношение b/d_{ex} ,

разность размеров $b-d_{ex}$ и более сложная функция $\beta_{b/d} = \sqrt{\frac{b^2 + d_{ex}^2}{bd_{ex}}}$,

графики зависимостей между которыми приведены на рис. 1 и 2.

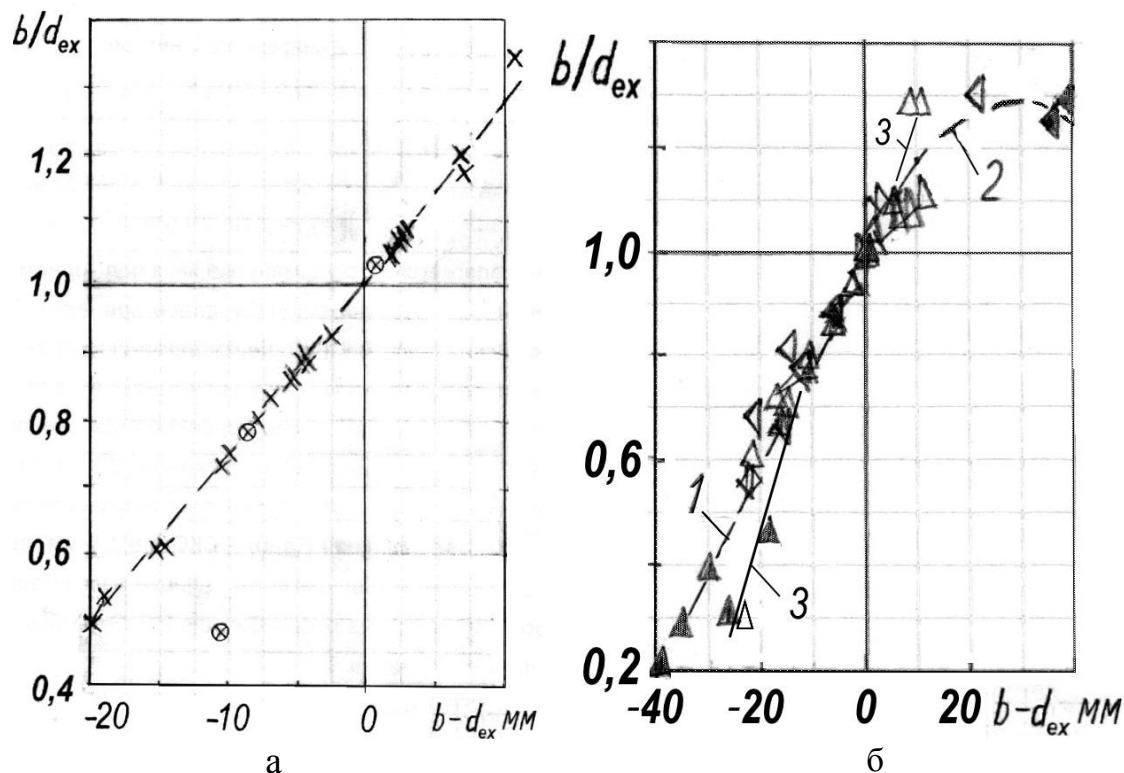


Рис. 1. Зависимости отношения размеров шестерён МН b/d_{ex} от их разности: а – для АДИЗ (точки: двигатели с жидкостным охлаждением – карбюраторные х и со впрыском бензина ж ; карбюраторные с воздушным охлаждением \otimes); б – для дизелей разного назначения (\triangleright автотракторные, \triangleleft \blacktriangleleft стационарные и судовые, \triangleright тепловозные, Δ \blacktriangle тракторные).

Зависимость, изображённая на рис. 1а, в диапазоне отношения $b/d_{ex} = 0,5 \dots 1,2$ достаточно близка к линейной. Чтобы соответствующая математическая функция прошла через точку с координатами $b-d_{ex} = 0$; $b/d_{ex} = 1$, эта функция была описана более сложным выражением (в двух вариантах), числовые параметры которого найдены с помощью метода наименьших квадратов и округлены:

$$\hat{b}/d_{ex} = \begin{cases} 1 + 0,032(b - d_{ex})^{0,95} & \text{для } b \geq d_{ex} \\ 1 - 0,0284(d_{ex} - b)^{0,96} & \text{для } b < d_{ex} \end{cases} \quad (1)$$

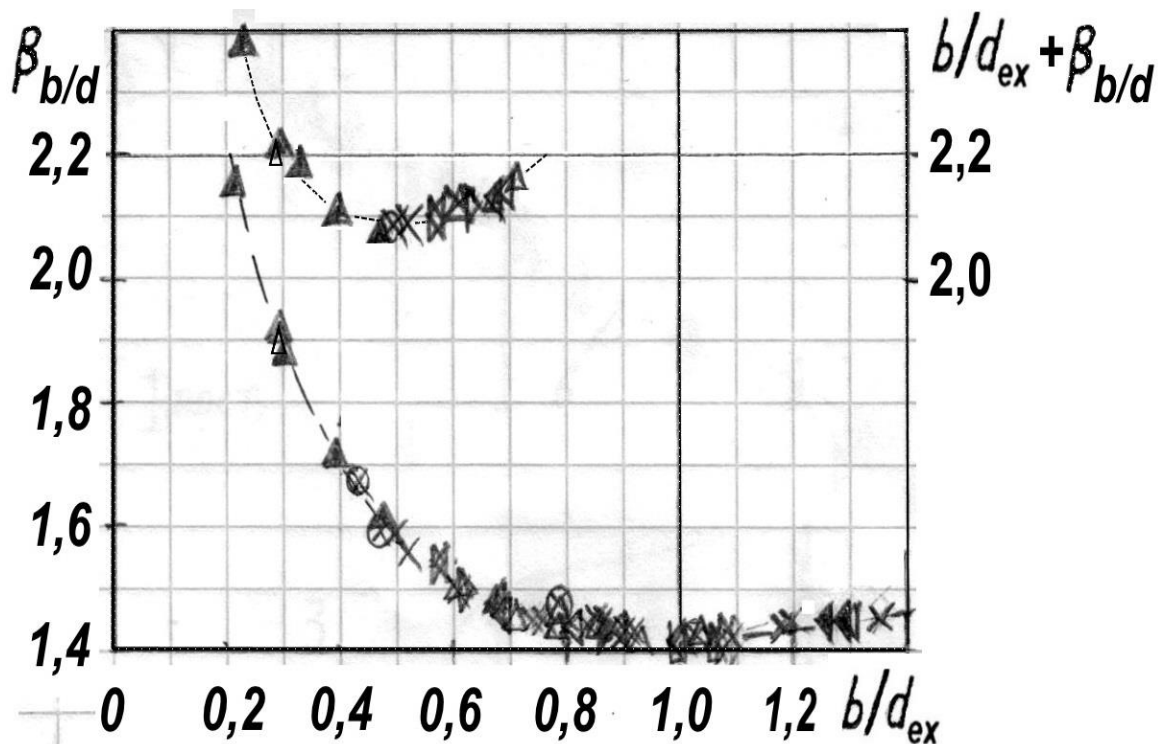


Рис. 2. Зависимость функции размеров шестерён МН $\beta_{b/d}$ от их отношения b/d_{ex} (для МН всех рассмотренных двигателей).

Показатели точности для этой зависимости таковы. При $b \geq d_{ex}$ коэффициент корреляции расчётных и фактических значений отношения b/d_{ex} равен 0,977; средняя по абсолютной величине относительная погрешность (САОП) расчёта 0,0104; пределы относительной погрешности (ОП) $\pm 0,035$. При $b < d_{ex}$ эти же показатели равны, соответственно, 0,997; 0,013 и менее $\pm 0,03$. Выпавшая вниз точка \otimes относится к МН стационарных двигателей типа УД с воздушным охлаждением, размеры шестерён которого были намного меньше, чем у МН АДИЗ [4].

Аналогичная зависимость на рис. 1б, характеризующая МН различных дизелей, менее чёткая и может быть описана выражением (2), правая часть которого имеет три варианта. В области $b \geq d_{ex}$ к немногим точкам, характеризующим автотракторные дизели, добавлены точки для МН дизелей другого назначения [23], чтобы получить более представительную зависимость. Однако её описание в виде верхнего варианта (2) является предварительным и может в дальнейшем корректироваться при увеличении базы сведений о МН дизелей при $b \geq d_{ex}$.

$$\hat{b}/d_{\text{ex}} = \begin{cases} 1,0 + 0,020(b - d_{\text{ex}}) - 0,00035(b - d_{\text{ex}})^2 & \text{для } b \geq d_{\text{ex}} \\ 1,0 + 0,020(b - d_{\text{ex}}) & \text{для } b < 1,1 \cdot d_{\text{ex}} \\ 0,971 + 0,0264(b - d_{\text{ex}}) \text{ или } 1,0 \pm 0,016 \cdot |b - d_{\text{ex}}|^{1,17} & \end{cases} \quad (2)$$

Здесь для верхнего варианта (кривая 2) коэффициент корреляции 0,89; САОП 0,0306; пределы ОП $-0,069$ (для 8-цилиндрового дизеля ЯМЗ-238БЕ) и $+0,080$ (для одной из точек, характеризующих МН тепловозного дизеля 16ЧН 25/27). Для среднего варианта (прямая 1), соответственно, коэффициент корреляции 0,986; САОП 0,039; пределы ОП $-0,17$ (для судового дизеля 6Ч 12/14) и $+0,086$ (для тракторного дизеля Д-21А).

Выпавшие вниз точки \blacktriangle и Δ относятся к МН 2-цилиндровых тракторных дизелей: Д-120 и Д-16 с воздушным охлаждением (в однотипных дизелях Д-120 и Д-21А, как следует из имеющихся сведений, применялись различные МН); 2ДТХ с масляным охлаждением. Как видно на рис. 1б, эти три точки, а также две точки Δ (для МН дизелей ЯМЗ), находящиеся выше кривой 2, можно описать отдельной зависимостью 3, близкой к линейной. Ей соответствует нижний вариант (2), представленный в двух возможных формах: линейной функции, не проходящей через точку с координатами $b - d_{\text{ex}} = 0$; $b/d_{\text{ex}} = 1$, и более сложной функции, проходящей через эту точку (в последней функции после единицы берётся знак плюс, если $b \geq d_{\text{ex}}$, и минус, если $b < d_{\text{ex}}$). Значения коэффициента корреляции для обеих этих форм выше 0,997. Для линейной функции САОП 0,058, пределы ОП $-0,13$ (для дизеля Д-120) и $+0,15$ (для 2ДТХ); для более сложной САОП 0,078, а пределы ОП $-0,16$ (для дизеля Д-120) и $+0,15$ (для 2ДТХ). Что касается МН дизелей ЯМЗ-236Д и -238БЕ, то обе формы нижнего варианта (2) дают для этих точек относительную погрешность расчёта b/d_{ex} около 1%.

Зависимость, изображённая на рис. 2, универсальна (характеризует МН всех рассмотренных двигателей), весьма близка к функциональной и может описываться двумя вариантами квадратичной функции отношения b/d_{ex} или его натурального логарифма:

$$\hat{\beta}_{b/d} = \begin{cases} 2,4 - 2(b/d_{\text{ex}}) + (b/d_{\text{ex}})^2 & \text{или} \\ 1,416 - 0,0072 \ln(b/d_{\text{ex}}) + 0,333 \ln^2(b/d_{\text{ex}}) & \end{cases} \quad (3)$$

Здесь показатели точности таковы: для верхнего варианта коэффициент корреляции 0,961; САОП 0,017; пределы ОП $-0,074$ (для

дизеля Д-21А) и +0,045 (для Д-16); для нижнего варианта, соответственно, этот коэффициент очень близок к единице, САОП 0,0013 и пределы ОП –0,0049 (для карбюраторного двигателя МЗМА-408) и +0,0028 (для Д-21А и 8-цилиндрового карбюраторного двигателя ЗМЗ-511.10). Следовательно, нижний вариант описания кривой на рис. 2 точнее верхнего, но тот проще.

Анализ координат точек, характеризующих на рис. 2 отдельные МН, показал, что для значительного их большинства (при $b/d_{ex} = 0,73 \dots 1,35$) величина функции размеров шестерён $\beta_{b/d}$ изменяется незначительно и в среднем для этой совокупности МН (условно названных «нормальными») равна 1,424 со среднеквадратичным отклонением 0,0104. Для МН с отношением $b/d_{ex} < 0,73$, условно названных «плоскими», величина $\beta_{b/d}$ уже непостоянная, но сумма $b/d_{ex} + \beta_{b/d}$ довольно стабильна и немного превышает 2, как видно по верхней кривой на рис. 2. Лишь при $b/d_{ex} < 0,3$ (МН 2-цилиндрового дизеля Д-21А с воздушным охлаждением) эта сумма существенно зависит от отношения b/d_{ex} , причём можно использовать аппроксимацию квадратичной функцией последнего:

$$b/d_{ex} + \beta_{b/d} = 2,90 - 3,13(b/d_{ex}) + 3,0(b/d_{ex})^2 . \quad (4)$$

Здесь коэффициент корреляции 0,973; САОП 0,0062 и пределы ОП около $\pm 0,015$. Поэтому при $b/d_{ex} < 0,73$ функцию $\beta_{b/d}$ можно вычислить также с помощью (4).

Зависимости (1) – (4) позволяют вычислять один из размеров шестерни (b или d_{ex}), если известен второй из них. В следующей статье будут рассмотрены некоторые особенности и результаты таких вычислений.

Выводы. 1. В учебной литературе [14 – 20] недостаточно учитываются различия конструкций МН, установленных в отечественных АДЗ и дизелях разного назначения, и также не учтены особенности конструкции МН ряда автотракторных дизелей, в которых ширина шестерён превышает 50 мм, а модуль зацепления не превышает 5 мм.

2. Получены зависимости отношения ширины шестерни МН к её наружному диаметру b/d_{ex} от разности этих размеров, наиболее чёткие для АДЗ и менее чёткие для дизелей.

3. Предложена универсальная зависимость функции указанных размеров $\beta_{b/d}$ от их отношения b/d_{ex} . Она позволила разделить исследованную совокупность МН на две подгруппы: «нормальных» насосов ($b/d_{ex} = 0,73 \dots 1,35$) и «плоских» насосов ($b/d_{ex} < 0,73$). Для первой подгруппы в среднем $\beta_{b/d} = 1,424$, а для второй сумма $\beta_{b/d} + b/d_{ex}$ несколько выше 2.

Список используемых источников:

1. Лепешкин А. В., Михайлин А. А. Гидравлические и пневматические системы: учебник. Москва: Академия. 2015. 332 с.
2. Гідропривод і гідроавтоматика сільськогосподарської техніки: посібник / Б. М. Гевко та ін. Тернопіль: ТНТУ, 2015. 384 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей. Москва: Машиностроение, 1985. 456 с.
4. Гугин А. М. Быстроходные поршневые двигатели: справочник. Ленинград: Судостроение. 1967. 260 с.
5. Тракторные дизели. Справочник. Москва: Машиностроение, 1981. 536 с.
6. Конструкция и расчет автотракторных двигателей / М. М. Вихерт и др. Москва: Машиностроение. 1964. 552 с.
7. Грицюк А. В., Парсаданов И. В., Мотора А. А. Новое направление в дизелестроении Украины. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2011. № 1. С. 48-53.
8. Кузнецов А. С. ВАЗ-2101, ВАЗ-2102. Руководство по эксплуатации, техническому обслуживанию и ремонту. Москва: Третий Рим, 2008. 208 с.
9. Двигатель ЗМЗ-40522.10. Руководство по эксплуатации, техническому обслуживанию и ремонту. Заволжье, 2015. 162 с.
10. Двигатель ЗМЗ-5231.10 со сцеплением. Руководство по ремонту. Заволжье, 2019. 165 с.
11. Тракторы ХТЗ-150К-03, ХТЗ-150К-09. Руководство по текущему ремонту. Харьков, 2004. 310 с.
12. Дизельные двигатели А-01, А-01М и А-41. Москва: Колос, 1972. 232 с.
13. Двигатели КамАЗ 740.11-240: руководства по эксплуатации, техническому обслуживанию и ремонту. Набережные Челны, 2002. 248 с.
14. Зейнетдинов Р. А., Дьяков И. Ф., Ярыгин С. В. Проектирование автотракторных двигателей: учеб. пособие. Ульяновск, 2004. 168 с.
15. Автомобильные двигатели: курсовое проектирование. Москва: Академия, 2011. 256 с.
16. Запов Ю. И., Лашко В. А. Системы топливоподачи, охлаждения и смазки поршневых двигателей: учеб. пособие. Хабаровск: Изд. ТОГУ, 2009. 202 с.
17. Николаенко А. В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей. Москва: Колос, 1984. 336 с.
18. Колчин А. И., Демидов В. П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. Москва: Высшая школа, 1971. 344 с.

19. Калимуллин Р. Ф., Горбачев С. В., Баловнев С. В. Расчет автомобильных двигателей. Методические указания к курсовому проектированию. Ч. 2. Расчеты основных деталей и систем двигателя. Конструирование двигателя. Оренбург: ГОУ ОГУ, 2004. 95 с.

20. Тимченко І. І., Жадан П. В., Жилін С. С. Системи ДВЗ: навч. посібник. Харків: ХНАДУ, 2007. 204 с.

21. Стефановський О. Б. Розрахунок розмірів шестерень масляного насоса за допомогою їх регресійних залежностей від робочого об'єму автомобільного двигуна. *Вісник Приазовського державного технічного університету. Сер. Технічні науки*. Маріуполь. 2020. Вип. 40. С. 187-198.

22. Стефановский А. Б., Болтянский О. В. Расчёт номинальных показателей систем смазки автомобильных двигателей с помощью зависимостей между гидродинамическими критериями подобия. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету ім. Д. Моторного*. Мелітополь. 2019. Вип. 19, т. 4. С. 149-176. DOI: 10.31388/2078-0877-19-4-149-176.

23. Дизели: справочное пособие конструктора. Москва; Ленинград: Машгиз, 1957. 444 с.

СООТНОШЕНИЯ МЕЖДУ ОСНОВНЫМИ РАЗМЕРАМИ ШЕСТЕРЁН МАСЛЯНЫХ НАСОСОВ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Стефановский А. Б.

Анотация

В статье рассмотрены пределы изменения основных размеров шестерён масляных насосов с внешним зацеплением, установленных в системах смазки отечественных автотракторных двигателей. Выявлены расхождения между рекомендациями учебной литературы об этих размерах и фактическими пределами изменения последних, вызванные учётом в такой литературе различий конструкций масляных насосов, применяющихся в автомобильных двигателях с искровым зажиганием и автотракторных дизелях. Получен ряд математических зависимостей между функциями основных размеров шестерён, пригодных для отыскания одного из них, если известен другой.

Ключевые слова: двигатель, масляный насос, ширина шестерни, наружный диаметр шестерни, количество зубьев, модуль.

СПІВВІДНОШЕННЯ МІЖ ОСНОВНИМИ РОЗМІРАМИ ШЕСТЕРЕНЬ МАСЛЯНИХ НАСОСІВ ВІТЧИЗНЯНИХ АВТОТРАКТОРНИХ ДВИГУНІВ

Стефановський О. Б.

Анотація

У статті розглянуті межі зміни основних розмірів шестерень масляних насосів (МН) із зовнішнім зачепленням, встановлених в системах змащення вітчизняних автотракторних двигунів. Відомості про ці параметри оформлено у

вигляді порівняльної таблиці. Вона дозволяє виявити розбіжності між рекомендаціями навчальної літератури про ці розміри і фактичними межами зміни останніх. Ці розбіжності викликані неврахуванням у даній літературі відмінностей конструкцій МН, що застосовуються в автомобільних двигунах з іскровим запалюванням і автотракторних дизелях. Зокрема, в останніх застосовуються МН з шестернями, ширина яких виходить за межі 12...50 мм, рекомендовані в літературі. Водночас, кількість зубів цих шестерень не перевищує 12 (замість 15, що вважається верхньою межею). Також у досліджуваних МН не застосовується значення модулю зачеплення 2 мм, рекомендоване в деяких навчальних посібниках.

Отримано ряд математичних залежностей між функціями основних розмірів шестерень, придатних для відшукування одного з них, якщо відомий інший. В областях відношення ширини шестерні до її зовнішнього діаметра $b/d_{ex} < 1$ та $b/d_{ex} \geq 1$ залежності цього відношення від різниці вказаних розмірів є більш чіткими для МН автомобільних двигунів з іскровим запалюванням, чим для МН дизелів (переважно автотракторних). Крім області $b/d_{ex} \geq 1$ для МН дизелів різного призначення, вказані залежності є досить близькими до лінійних і проходять через точку с координатами $b-d_{ex} = 0$; $b/d_{ex} = 1$. Середня за абсолютною величиною відносна погрішність розрахунку відношення b/d_{ex} за цими залежностями дещо вище 1% для МН автомобільних двигунів з іскровим запалюванням та знаходиться в межах 3...4% для МН дизелів. Знайдено універсальну досить чітку залежність між функцією розмірів b і d_{ex} (позначену $\beta_{b/d}$) та їх відношенням b/d_{ex} , яка дозволила розділити досліджувану сукупність МН на дві підгрупи: «нормальних» насосів ($b/d_{ex} = 0,73...1,35$) та «площинних» насосів ($b/d_{ex} < 0,73$), причому для першої в середньому $\beta_{b/d} = 1,424$, а для другої сума $\beta_{b/d} + b/d_{ex}$ дещо вище 2.

Ключові слова: двигун, масляний насос, ширина шестерні, зовнішній діаметр шестерні, кількість зубів, модуль.

RELATIONS BETWEEN THE BASIC DIMENSIONS OF GEARS OF DOMESTIC AUTOMOTIVE ENGINE OIL PUMPS

A. Stefanovsky

Summary

The article considers the limits of change of the main sizes of gears of oil pumps (OPs) with external gearing, installed in the lubrication systems of domestic automotive engines. Information about these parameters is presented in the form of a comparative table. It allows identifying differences between the recommendations of the educational literature on these dimensions and the actual limits of change of the latter. These differences are caused by disregard of differences in the design of OPs used in automobile engines with spark ignition and automotive diesel engines in the literature. In particular, the latter engines use OPs with gears, the width of which exceeds 12...50 mm recommended in the literature. At the same time, the number of teeth of these gears does not exceed 12 (instead of 15 considered being the upper limit). In addition, the value of 2 mm for the engagement modulus recommended in some textbooks is not used in the studied OPs.

A number of mathematical relations between the functions of the main sizes of gears are obtained; these relations are suitable for finding one size if another one is known. In areas of the ratio of the width of the gear to its outer diameter $b/d_{ex} < 1$ and

$b/d_{ex} \geq 1$, the regressions of this ratio on the difference of the specified sizes are clearer for OPs of automobile engines with spark ignition than for those of diesel engines (mainly automotive ones). Except of the area $b/d_{ex} \geq 1$ for OPs of diesel engines of various purposes, these regressions are quite close to linear ones and pass through a point with coordinates $b - d_{ex} = 0$; $b/d_{ex} = 1$. The average relative error of calculation of the ratio b/d_{ex} by these regressions is slightly higher than 1% for OPs of spark-ignition automobile engines and is in the range of 3...4% for OPs of diesel engines. An universally applied relation is found between the function of gear sizes b and d_{ex} (denoted as $\beta_{b/d}$) and their ratio b/d_{ex} , which allows separation of the studied set of OPs into two subgroups: "normal" pumps ($b/d_{ex} = 0.73 \dots 1.35$) and "plane" pumps ($b/d_{ex} < 0.73$), where average value of the function equals 1.424 for the first one and the sum of $\beta_{b/d} + b/d_{ex}$ slightly exceeds 2 for the second one.

Key words: engine, oil pump, gear width, gear outer diameter, number of teeth, module.

УДК 621.313.8 : 632.153 DOI: 10.31388/2078-0877-2020-20-4-168-174

**ПОЛПШЕННЯ СИСТЕМИ ПІДГОТОВКИ ВОДИ ДЛЯ
ЗРОШЕННЯ РОСЛИН ЗА ДОПОМОГОЮ МАГНІТНОГО ПОЛЯ**

Гулевський В. Б., к.т.н.,

ORCID: 0000-0003-1434-9724

Постол Ю. О., к.т.н.,

ORCID: 0000-0002-0749-3771

Кушлик Р. В., к.т.н.,

ORCID: 0000-0002-7560-9406

Кушлик Р. Р., к.т.н.

ORCID: 0000-0003-4251-0239

Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного

e-mail: kushlykroman@ukr.net

Постановка проблеми. Важлива роль у стабільному забезпеченні населення продуктами харчування належить овочівництву, яке є однією з найважливіших галузей сільського господарства. Новітні електротехнології, які можуть в комплексі вирішити завдання збільшення обсягів виробництва сільськогосподарської продукції необхідної якості при мінімумі витрат дуже важливі в сучасних умовах. [2, 3]. Полив - це життєво необхідний етап для повноцінного розвитку і росту рослин. Штучне зволоження ґрунту в тих ділянках, які не отримують достатньої кількості вологи природним способом, дозволяє забезпечити найбільш сприятливі умови для проростання рослин. Якість води для поливу рослин так само важливо, як і якість питної води для людей [4, 5, 6]. З позицій нових передових технологій для підготовки води для поливу, основний інтерес представляють технології використання омагніченої води.

Омагнічування змінює біологічні та фізико-хімічні властивості води, що сприятливо діє на ріст і плодоношення рослин. У воді підвищується швидкість хімічних реакцій, кристалізації солей і злипання твердих частинок, що сприяє випаданню осаду і очищенню. Під впливом магніту структура води стає однорідною, тому плинність і здатність розчиняти речовини підвищуються. Вид і запах води при цьому залишаються колишніми. При використанні такої води різко зростає врожайність, харчова цінність, прискорюється час дозрівання і продовжується термін зберігання врожаю.

Ефективна магнітна водопідготовка пов'язана із конструюванням засобів, тобто конструктивним виконанням відповідних пристроїв такої технології.

Аналіз останніх досліджень. Властивості обробленої води залежать значною мірою від часу, що пройшов після обробки до її

використання, а також від температури води і ступеня її мінералізації. Експериментально доведено, що вода під дією магнітного поля змінює свої характеристики (в'язкість, щільність, діелектричну проникність, електропровідність, поверхневий натяг, розчинення кисню та ін.). Завдяки чому прискорюються процеси дифузії, розчинення, адсорбції, кристалізації і коагуляції, а також осадження суспензій. У слідстві згаданих властивостей підвищується біологічна активність води. Але за даними різних досліджень омагнічена вода зберігає свої біоактивні властивості від декількох годин до доби, поступово слабшаючи, тому воду після обробки магнітним полем слід використовувати по можливості відразу.

Крапельний спосіб поливу обумовлює мінімальні витрати води, оскільки дозволяє рослинам споживати отриману вологу повністю. Його суть полягає у використанні труб, що проходять під або над землею, які подають воду дозованими порціями безпосередньо в прикореневу зону рослин за допомогою спеціальних крапельниць. При використанні системи крапельного зрошення пристрій для магнітної обробки води може поміщатися безпосередньо на крапельниці. Однак у практичному застосуванні рекомендується така система поливу, при якій застосовують один полив омагніченою водою, а наступні два – водою без обробки. Таке чергування дозволяє забезпечити високу врожайність і високу якість продукції.

Процес намагнічування води нескладний і екологічно безпечний.

У сучасних умовах можуть бути практично випробувані деякі варіанти простих пристосувань і пристроїв для організації поливу омагніченою водою. Пристрої магнітної обробки класифікуються за засобами створення магнітного поля, розташуванням магнітів, кількістю полюсів тощо.

З аналізу відомих конструкцій [7] можна зробити висновок про їх недосконалість, тому що більшість працюють на постійних магнітах. Найпростіший магнітний апарат для обробки води полягає (рис. 1) з каналу, на зовнішній поверхні якого встановлені магніти протилежної полярності.

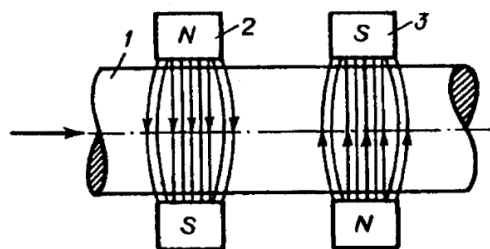


Рис. 1. Принцип дії найпростішого магнітного апарату

По капіляру¹ протікає вода. За межами капіляру знаходяться магніти 2 та 3. Кожний елемент води буде перетинати силові лінії всіх магнітів, для нього зовнішнє поле буде змінним у часі. А так як полюси магніту 3 розміщені протилежно полюсів магніту 2, то для цього елемента поле виявиться також і змінним у просторі.

В апаратах з постійними магнітами застосовуються постійні магніти з різних магнітотвердих матеріалів: -магнітопласти – містять полімерні або мінеральні матеріали для зв'язки (каучук, смоли, цемент) і порошкові магнітні наповнювачі; – феромагнетики – найбільш поширені матеріали магнітів (наприклад, гексаферит барію, альніко). –магніти на основі рідкоземельних металів (наприклад, неодим-залізо-бор).

Оптимальна магнітна індукція (В) – 0,07-0,2 Тл. Оптимальне омагнічування води відбувається в тому випадку, якщо вода проходить через магнітне поле зі швидкістю не менше 3 метрів в секунду і не більше 5 метрів в секунду. Такий тип пристроїв конструктивно простіший, дешевший в експлуатації (не вимагає витрат на енергоживлення), може застосовуватися у вибухонебезпечних місцях.

Водночас не завжди за допомогою постійних магнітів можна досягти необхідної конфігурації магнітного поля та чергування обробки поливної води.

У апаратах, що працюють від електромагнітів, вода піддається безперервному регульованому впливу магнітного поля різної напруженості, що чергуються у напрямку векторами магнітної індукції, а електромагніти можуть бути розташовані як усередині, так і поза апарату. Крім пристроїв з електромагнітами застосовуються апарати імпульсного магнітного поля, поширення якого в просторі характеризується частотною модуляцією і імпульсами з інтервалами в мікросекунди, здатні генерувати сильні з індукцією 5-100 Тл і надсильні магнітні поля з індукцією більше 100 Тл.

Формулювання цілей статті. З огляду на тенденції і перспективи використання магнітної водообробки формується вирішення проблеми розробки нових і вдосконалення існуючих систем магнітної обробки води, що працюють від електромагнітів для досягнення більш високої ефективності роботи.

Основні матеріали дослідження. Для реалізації поставленої задачі у систему для поливу рослин, яка включає ємність з водою 1, відцентровий насос 2, що приводиться до руху двигуном 3 пропонується у трубопроводі 5, виконаний з діелектричного матеріалу обладнати пристроєм для електромагнітної обробки води 4 з блоком керування [8] (рис. 2).

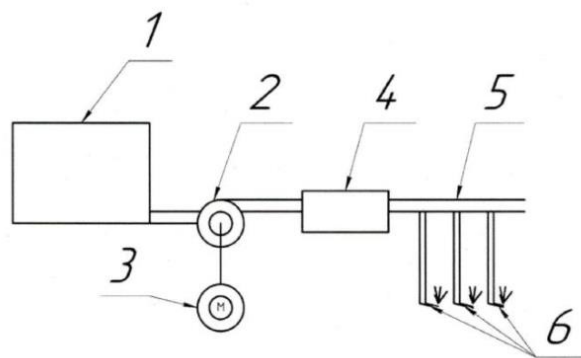


Рис. 2. Принцип поливу омагніченою водою

Електромагніт складається з котушки і магнітопроводу, утвореного осердям, кільцями каркаса котушки і кожухом. Між осердям і котушкою утворений кільцевий зазор для проходу оброблюваної води. Однонапівперіодне випрямлення змінного струму в постійний забезпечує блок керування, а ефект залежить від напруженості магнітного поля, швидкості течії води в магнітному зазорі, кількості магнітних зон в апараті. На процес також впливає перепад тиску води в момент проходження її між полюсами електромагніта, а також концентрація колоїдів, іонів і газів, що знаходяться у воді. Джерело енергії та пристрій омагнічування води встановлюються на статичне шасі за межами оброблювальної території.

Полив омагніченою водою працює наступним чином. Вода із ємності 1, за допомогою насоса 2, що приводиться до руху двигуном 3, подається в систему труб 5. Труби 5 проходять через ділянки з пристроєм 4 для використання електромагнітної водообробки та за допомогою мережі капілярів 6 потрапляє безпосередньо під корінь рослини. Це дає змогу відмовитися від великої кількості рухомих частин, що схильні до швидкого зношення і є ненадійними та збільшити ефективність обробки за рахунок місцевої дії на рослини. Система може нараховувати декілька ділянок для зарядження води і розгалужену мережу капілярів.

Висновки. Таким чином, дослідження показують, що в пропонуваній конструкції, яка працює від електромагнітів, вода піддається безперервному регульованому впливу магнітного поля різної напруженості з векторами магнітної індукції, які чергуються у напрямку, а електромагніти можуть бути розташовані як усередині, так і поза апарату. Це дозволяє більш ефективну роботу та чергування обробки поливної води.

Список використаних джерел:

1. Классен В. И. Омагничивание водных систем. Москва: Химия, 1982. 296 с.
2. Гулевський В. Б., Ковальов О. В. Електротехнології в сільському господарстві. *Проблеми сучасної енергетики і автоматики в системі природокористування (теорія, практика, історія, освіта): матеріали Міжнар. наук.-техн. конф. (м. Київ, 14-18 листопада 2016 р.)*. Київ, 2016. С. 14-16.
3. Гулевський В. Б., Стьопін Ю. О., Перова Н. П. Дослідження змін в проростанні насіння під впливом електростатичного і магнітного полів. *Енергозабезпечення технологічних процесів: матеріали Міжнар. наук.-техн. конф. (м. Мелітополь, 8-9 червня 2017 р.)*. Мелітополь, 2017. С. 51-52.
4. Кувшинников И. М. Минеральные удобрения и соли: Свойства и способы их улучшения. Москва: Химия, 1987. 256 с.
5. Миненко В. И. Магнитная обработка водно-дисперсных систем. Киев: Техника, 1970. 165 с.
6. Гулевский В. Б., Постол Ю. А., Дудина М. П. Влияние электротехнологических методов при электробиостимуляции растений. *Энергосбережение - важнейшее условие инновационного развития АПК: материалы Междунар. науч.-техн. конф. (г. Минск, 23-24 ноября 2017 г.)*. Минск: БГАТУ, 2017. С. 187-189.
7. Способы активации водных растворов. URL: <https://netref.ru/sposobi-aktivacii-vodnih-rastvorov.html> (дата звернення: 14.10.2020).
8. Система капілярного зрошення рослин: пат. 134240 Україна: МПК (2019.01) А01G 25/00Е02В 13/00 / М. П. Дудіна, В. С. Дінабурський, В. Б. Гулевський, І. Б. Вороновський. № 2018 11896; заявл. 03.12.2018; опубл. 10.05.2019, Бюл. № 9.

**ПОЛІПШЕННЯ СИСТЕМИ ПІДГОТОВКИ ВОДИ ДЛЯ ЗРОШЕННЯ
РОСЛИН ЗА ДОПОМОГОЮ МАГНІТНОГО ПОЛЯ
Гулевський В. Б., Постол Ю. О., Кушлик Р. В., Кушлик Р. Р.**

Анотація

Робота присвячена питанням поліпшення системи підготовки води для зрошення рослин за допомогою магнітного поля.

Останнім часом увагу вчених привертають біологічно активні води, яка стимулює життєві процеси рослин. При нестачі вологи рослини буквально голодують, адже вода бере участь у процесах фотосинтезу, засвоєння мінеральних сполук з ґрунту.

У цьому відношенні представляє інтерес полив рослин омагнічуваною водою, одержуваної при пропущенні струменя через магнітне поле [1].

Магнітна обробка води - це процес цілеспрямованого впливу на воду магнітним полем. При певних значеннях магнітної індукції і швидкості руху води виникає ефект магнітогідродинамічної резонансу. Збіг частоти сили Лоренца і власних коливань води ініціює фазовий перехід другого роду - зміна структури речовини без зміни його агрегатного стану [1].

За своїми параметрами омагнічена вода близька до фізіологічних рідин тканин рослин. Вона має іншу структуру, а саме, імовірнісний розподіл кластерів, в основному, малого розміру, що дозволяє клітинам засвоювати воду з максимальною ефективністю, знижуючи енергетичні витрати клітин реципієнтів. Внаслідок багатофакторного впливу на процес, ефект обробки не завжди піддається прогнозуванню. З огляду на тенденції і перспективи використання магнітної водообробки в даний час актуальна і перспективна розробка нових і вдосконалення існуючих технологій магнітної обробки води для досягнення більш високої ефективності роботи та функціонування відповідних апаратів.

Застосування при зрошенні омагнічуваної води дозволяє значно заощадити її кількість на полив і підвищити врожайність вирощуваних культур.

Системи магнітної обробки можуть використовуватися на багатьох етапах водопідготовки спільно, як традиційним обладнанням, так і в найсучасніших технологічних рішеннях з новими зразками.

Ключові слова: омагнічувана вода, водопідготовка, крапельний полив, пристрій магнітної обробки.

УЛУЧШЕНИЕ СИСТЕМЫ ПОДГОТОВКИ ВОДЫ ДЛЯ ОРОШЕНИЯ РАСТЕНИЙ С ПОМОЩЬЮ МАГНИТНОГО ПОЛЯ

Гулевский В. Б., Постол Ю. А., Кушлык Р. В., Кушлык Р. Р.

Аннотация

Работа посвящена вопросам улучшения системы подготовки воды для орошения растений с помощью магнитного поля.

В последнее время внимание ученых привлекают биологически активные воды, которые стимулируют жизненные процессы растений. При недостатке влаги растения буквально голодают, ведь вода участвует в процессах фотосинтеза, усвоения минеральных соединений из почвы.

В связи с этим представляет интерес полив растений с намагниченной водой, полученной пропусканием струи через магнитное поле.

Магнитная обработка воды - это процесс целенаправленного воздействия на воду магнитным полем. При определенных значениях магнитной индукции и скорости движения воды возникает эффект магнитогидродинамического резонанса. Совпадение частоты силы Лоренца и собственных колебаний воды инициирует фазовый переход второго рода - изменение структуры вещества без изменения его агрегатного состояния.

По своим параметрам омагниченная вода близка к физиологическим жидкостям тканей растений. Она имеет другую структуру, а именно, вероятностное распределение кластеров, в основном, малого размера, позволяет клеткам усваивать воду с максимальной эффективностью, снижая энергетические затраты клеток реципиентов. Из-за многофакторности воздействия на процесс эффект обработки не всегда предсказуем.

Учитывая тенденции и перспективы использования магнитной водообработки в настоящее время актуальна и перспективна разработка новых и совершенствование существующих технологий магнитной обработки воды для

достижения более высокой эффективности работы и функционирования соответствующих аппаратов.

Применение при орошении омагниченной воды позволяет значительно сэкономить ее количество и повысить урожайность выращиваемых культур.

Системы магнитной обработки могут использоваться на многих этапах водоподготовки совместно, как традиционным оборудованием, так и в самых современных технологических решениях с новыми образцами.

Ключевые слова: омагничивана вода, водоподготовка, капельный полив, устройство магнитной обработки.

IMPROVEMENT OF THE WATER TREATMENT SYSTEM FOR PLANT IRRIGATION USING A MAGNETIC FIELD

V. Hulevskyi, Y. Postol, R. Kushlyk, R. Kushlyk

Summary

The work is devoted to the issues of improving the system of water preparation for irrigation of plants using a magnetic field.

Recently, the attention of scientists has been attracted by biologically active waters, which stimulate the life processes of plants. With a lack of moisture, plants literally starve, because water is involved in the processes of photosynthesis, the assimilation of mineral compounds from the soil.

In this regard, it is of interest to water plants with magnetized water obtained by passing a jet through a magnetic field.

Magnetic water treatment is a process of purposefully influencing water with a magnetic field. At certain values of magnetic induction and water velocity, the effect of magnetohydrodynamic resonance occurs. The coincidence of the frequency of the Lorentz force and the natural vibrations of water initiates a phase transition of the second kind - a change in the structure of a substance without changing its state of aggregation.

In terms of its parameters, magnetized water is close to the physiological fluids of plant tissues. It has a different structure, namely, the probability distribution of clusters, mainly small in size, allows cells to assimilate water with maximum efficiency, reducing the energy consumption of recipient cells. Due to the multifactorial impact on the process, the processing effect is not always predictable.

Taking into account the trends and prospects of using magnetic water treatment, it is currently relevant and promising to develop new and improve existing technologies for magnetic water treatment to achieve a higher efficiency of work and functioning of the corresponding devices.

The use of magnetized water for irrigation can significantly save its amount for irrigation and increase the yield of crops.

Magnetic treatment systems can be used at many stages of water treatment together, both with traditional equipment and in the most modern technological solutions with new samples.

Key words: magnetized water, water treatment, drip irrigation, magnetic treatment device.

УДК: 004.9:63

DOI: 10.31388/2078-0877-2020-20-4-175-185

ПРОБЛЕМИ І ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ ІНФОРМАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ В СІЛЬСЬКОМУ ГОСПОДАРСТВІ

Болтянська Н. І., к.т.н.

ORCID: 0000-0002-7887-4715

Маніта І. Ю., ст. викл.

ORCID: 0000-0002-53597563

Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного

Подашевська О., ст. викл.

Білоруський державний аграрний технічний університет

e-mail: nataliia.boltianska@tsatu.edu.ua

Постановка проблеми. Сьогодні цифровізація охопила всі сторони життєдіяльності суспільства. Даний процес протікає в різних регіонах і галузях по-різному. Сама цифровізація спрямована на подолання диспропорцій, як в територіальному, так і галузевому розрізах, на стирання «відмінностей між містом і селом», між багатими і бідними регіонами [1,2]. В даний час сільське господарство не відноситься до найбільш інноваційних сфер, проте сучасні технології заявляють про себе і в цій галузі. З появою аналітики «великих даних», датчиків, підключених до інтернету, розвитком штучного інтелекту, все більшого поширення робототехніки (включаючи безпілотну сільгосптехніку і дрони) в останнє десятиліття склалися умови для формування нової системи виробництва в аграрному секторі, заснованої на автоматизації прийняття рішень [3–5].

Аналіз останніх досліджень. Серед українських дослідників, які приділяли в своїх працях увагу цифровізації та змінам технологічних укладів можна відмітити О. Вишневського, В. Гейця, В. Ляшенко, С. Коляденко, В. Фіщука та інших. Іноземні вчені, такі як Д. Тепскотт, М. Кастельс, К. Шваб, Т. Мезенбург досліджували та закладали основи в теоретичні та практичні аспекти вивчення феномену цифрової економіки та вивчали можливості отримання позитивного ефекту від цифровізації [6–10].

Формулювання цілей статті. Провести аналіз стану впровадження інформаційно-комунікативних технологій в аграрній сфері і визначити перспективи і проблеми їх розвитку в сільському господарстві.

Основна частина. Сільське господарство – одна з найстаріших сфер діяльності людини, але сьогодні і вона не може залишатися

осторонь від тотальної цифровізації. У більшості розвинених країн агрокомплекс відходить від консервативного підходу, «селянина з сохою» і «Селянин за кермом комбайна» в сторону автоматизованого комбайна без водія.

Перехід аграрних підприємств до електронного сільського господарства може забезпечити використання сучасних цифрових технологій, таких як: комп'ютери, сервери, вебсайти, що дозволяють передачу та отримання інформації щодо аграрної сфери та ринків сільськогосподарської продукції, сировини тощо; різноманітні мобільні пристрої, які допомагають швидко знаходити інформацію, містять поради, доступ до банкінгу, інформацію по реалізації тощо; супутники дозволяють отримувати оперативні дані погоди, глобальне позиціонування GPS, дистанційне зондування; телефони та зв'язок це інтерактивна система голосового реагування; телекомунікації дозволяють провадити передачу та обмін досвідом, консультативні послуги, комунікації, створювати спільноти та розвивати кооперацію; сенсорні мережі (рис.1).



Рис. 1. Інформаційно-комунікативні (цифрові) технології в аграрній сфері [11–15].

Сьогодні існують технології, які дозволяють за допомогою аналізу даних з різних датчиків стежити за фізіологічним станом тварин, вести підрахунок кількості комбікорму і коригувати його складу. Є рішення для контролю сходів, витрати добрив, вологості ґрунту, стану зібраного врожаю і багато чого іншого. Впровадження таких технологій забезпечують підвищення врожайності, надоїв і скорочення витрат. Застосування точного внесення добрив разом з посівом дає економічний ефект до 30%, а системи диференційованого внесення засобів захисту рослин дозволяють економити мільйони гривень [16–20]. Крім того, цифровізація відкриває нові можливості в підвищенні прозорості та простежуваності товаропотоків, забезпечення якості та підтвердження відповідності харчової продукції міжнародним і національним вимогам і стандартам, а також для боротьби з незаконним промислом (наприклад, водних біологічних ресурсів).

Завдяки розвитку сучасних технологій та інтернету активно набирає популярність напрямок Smart farming, а на ринку розумного обладнання для агробізнесу все гостріше відчувається конкуренція. Серед найбільш активних країн, що змінюють саму суть ведення сільського господарства, – США, Канада, Ізраїль, Індія і Китай [21,22].

Smart farming – це концепція ведення фермерського господарства із застосуванням новітніх інформаційних і комунікаційних технологій (рис. 2).

Smart farming, як відзначають швейцарські вчені, послаблює вплив сільського господарства на навколишнє середовище. Мінімізоване або точне внесення добрив і пестицидів послабить потрапляння шкідливих речовин в навколишнє середовище і викиди парникових газів. З сучасними інформаційно–комунікаційними технологіями цілком можливий майже постійний моніторинг ферми за допомогою мережі сенсорів. Так само теоретичні та практичні рамки інтеграції інформації про стан рослин, тварин і ґрунтів з потребами в ресурсах, таких як вода, добрива, цілком досяжні навіть в глобальному масштабі

Smart farming підвищує прибутковість ферм. Зменшення витрат ресурсів заощадить гроші і час фермера, а зростання достовірності просторових даних знизить ризики. Як можна точніше для конкретного місця прогнози погоди, заходи щодо захисту рослин, карти ймовірності поширення шкідників і несприятливих природних явищ, засновані на густій сітці кліматичних спостережень дозволять виробити оптимальну технологію вирощування. Просторово конкретизована інформація створює нові можливості в страхуванні і бізнесі по всьому ланцюжку доданої вартості – від постачальників

технологій і матеріально-технічних ресурсів до фермерів, переробникам і торгівлі, як в розвинених, так і в країнах, що розвиваються. Якщо всі дані, необхідні сільському господарству, будуть записуватися автоматичними сенсорами, зменшується час на ухвалення рішення про внесення ресурсів (добрив і т.д.) і на управлінський контроль.

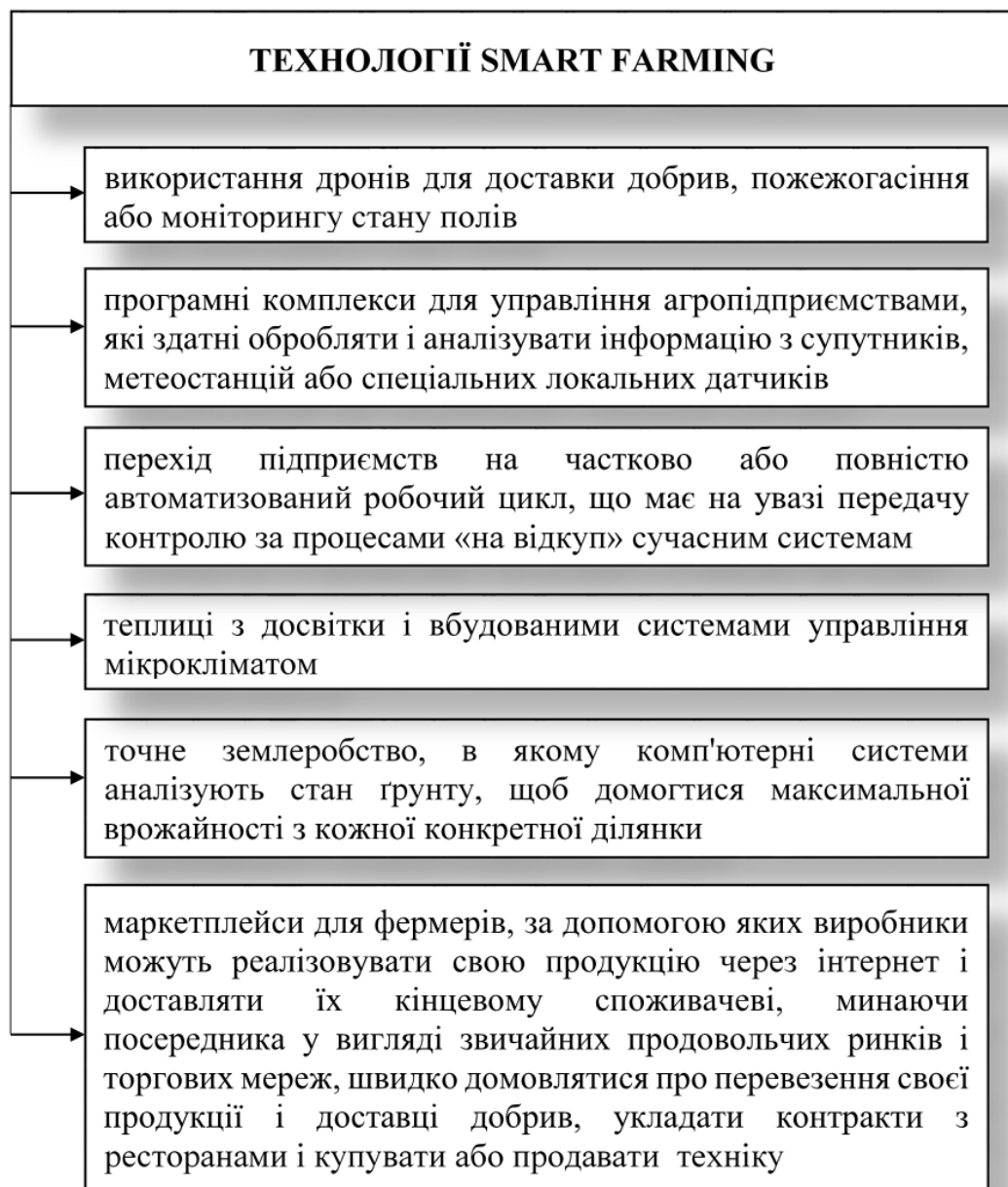


Рис. 2. Технології Smart farming

У Smart farming є великі шанси на схвалення з боку споживачів. Оптимізація управління сприятиме підвищенню якості продуктів, поширенню практики вирощування збагачених антиоксидантами продуктів, активного впливу на споживчі якості фруктів шляхом зміни густоти посадки, а молока – шляхом коригування

індивідуального раціону корів. Це не просто здорові продукти – вони можуть продаватися за більш високими цінами, сприяючи таким чином ефективному використанню землі. А можливість відстеження – на якій фермі, на якому підприємстві випущено продукт і в яких умовах – підвищує прозорість процесу виробництва продуктів і їх подальшого проходження ланцюжком «від поля до столу». Це відкриває можливості для нового, більш прямого взаємодії між фермерами та споживачами.

Застосування інформаційно-комунікаційних технологій – гармонійний шлях виходу з замкнених технологій, які характеризувалися сильною поляризацією і ринковою сегментацією. Це шлях до стійкого сільського господарства шляхом диверсифікації технологій, культур і порід худоби, через мережу, що об'єднує всіх учасників АПК. Немає єдиного підходу в політиці, який би реалізував це бачення, сприяв і підтримував коректне використання інформаційних технологій. Ідея в тому, щоб виявити основні механізми, що стримують або загрозливі сталого розвитку технологій, і визначитися з найбільш правильними кроками в розвинених і окремо в країнах, що розвиваються.

Це може завершитися в кращому доступі до капіталу в одних випадках і спеціальної інвестпідтримкою в інших. Більш того, підтримка технології моніторингу ферм використовується на основі кооперації (наприклад, безпілотників, які проводять моніторинг полів в межах конкретної сільської громади) або інвестиції в освіту і навчання, які також повинні підтримати стале використання та розвиток даних технологій. Однак у всіх цих випадках влада повинна забезпечити прозорий правовий механізм, який забезпечив би ефективні права власності та користування.

Цифрові технології надають нові можливості для диверсифікації ферм. Подібно «розумним містам», які стали предметом обговорень і розробок концепцій, можливості інформаційно-комунікаційних технологій, швидше за все, призведуть не до стандартної по всьому світу і швидко прийнятої системи господарювання, а до різноманіття систем господарювання. Управлінський консалтинг сприятиме вкладу технічних інновацій в диверсифікацію, якщо буде надійним і прозорим, навіть якщо у фермерів немає досвіду вирощування певної культури. Нинішніх проблем з резистентністю до антибіотиків і пестицидів, наприклад, можна було б уникнути за умови більшої різноманітності систем господарювання.

Однак, хоча «інтернет речей», включаючи сільськогосподарські машини, може бути використаний для управління стандартними ситуаціями в сільському господарстві, фермер досі повинен бути дослідником і «сторожовим собакою», одночасно стежачи не виникне

нештатна ситуація. Фермери зможуть більш раціонально витратити час, що вивільняється завдяки проникненню цифрових технологій в боротьбу з хворобами або для спостереження за станом тварин. Боротьба зі шкідниками та хворобами починається тільки тоді, коли пройдено певний поріг, визначений цифровими додатками. Подібний форсований зростання різноманітності вимагає від фермерів, споживачів і тих, хто приймає рішення, щоб вони були впевнені в вигоді від впровадження інноваційних технологій. Більш того, це зажадає нових систем передачі даних з диференційовано регульованими функціями прозорості: управлінські і виробничі дані передаються постачальникам, і державне управління має бути прозорим для фермерів. І це повинно допомогти споживачеві побачити всю продовольчу виробничий ланцюг.

Інформаційно-комунікаційні технології дозволяють фермерам обмінюватися інформацією, розвивати кооперацію і здійснювати пошук партнерів і навіть розвивати неформальні інформаційні системи, які доповнюють формальні системи контролю за владою. Подібний кругообіг інформації між фермерами, між сільгоспвиробниками і споживачами був би незалежним від масштабів і не обмеженим державними кордонами. Яскраві приклади впровадження подібних систем можна спостерігати і в розвинених, і в країнах, що розвиваються, наприклад, платформи та ініціативи соціальних мереж на зразок iCow (www.icow.co.ke) в Кенії. Чи стануть можливими інституційні інновації, які зніщують фермерські соцмережі, які будуть більш самоорганізованими і гнучкими, ніж зараз. Спільне використання техніки і програми на кшталт Airbnb або Uber може посприяти виникненню приватних бірж насінневого матеріалу, послуг з техобслуговування та збору врожаю. Однак потрібні прозора політика і прозора система управління даними, оскільки виконавчої влади потрібен доступ до певних масивів зібраних даних.

Інформаційно-комунікаційні технології та управління даними можуть створити новаторські способи створення прибуткового, суспільно прийнятного сільського господарства, від якого отримують користь і навколишнє середовище (грунт, вода, клімат), біорізноманіття, і фермери в різних за рівнем розвитку країнах. Але це може статися тільки в умовах далекоглядної політики підтримки необхідної правової та ринкової інфраструктури для смарт-фермерства, діалогу між прихильниками і противниками певних сільськогосподарських технологій та з тактовним розглядом виникають етичних питань.

Разом з тим потрібно подолати цілий ряд перешкод. Один з найважливіших питань, які потребують відповіді, – кому належать

дані, кому належить інформація? Поява програм і гаджетів, які збирають дані і видають інформацію, підняло питання про право власності на використання даних. Бізнес, який пропонував фермерам консультації на основі масиву big data, отриманих з полів, заснований на можливості використання цих даних ще будь-де, наприклад, продати їх органам виконавчої влади, якій інформація потрібна для нагляду і контролю. Подальше використання цих даних викликає питання правового та етичного характеру.

З удосконаленням нових пристроїв і програмного забезпечення загострилася проблема відповідальності і підконтрольності нових технологій. Необхідність підконтрольності продиктована ризиком помилок, які можуть нести негативні економічні або екологічні наслідки. Наприклад, хто несе відповідальність за залишки фунгіцидів, знайдених в плодах, якщо ці фунгіциди були внесені занадто пізно? Фермер, постачальник програмного забезпечення або виробник сенсора? Можливі випадки далеко не прості, такі як нинішні ДТП за участю самоврядних автомобілів.

На шляху нових технологій постають і такі суттєві перешкоди, як висока вартість їх впровадження на індивідуальних фермах і недолік знань і навичок у фермерів. Особливо це стосується країн, що розвиваються. Тому доступ до новітніх технологій може залишатися обмеженим вузьким колом великих промислових ферм. Відповідно, ефект від сучасних технологій в галузі інформатики та комунікацій отримують переважно розвинені країни і виробники основних польових культур, таких як пшениця, кукурудза або рис. Це також підвищує ризик нестійкої інтенсифікації. Наприклад, розвиток хвороби можна затримати фунгіцидом, але це може згодом призвести до виникнення резистентності і, як наслідок, до появи ще більш шкідливого штаму мікроорганізмів.

Індустріалізація привела до скорочення числа зайнятих в сільському господарстві на 2%. Впровадження нових технологій в сільське господарство може ще більше скоротити кількість робочих місць в галузі. Буде вона мотивувати талановитих людей йти в сільське господарство або навпаки? Підвищить або знизить перехід відповідальності від фермерів до роботів і програм? Ще одна проблема – як поєднати знання та досвід фермерів з цими технологіями.

Висновки. Застосування інформаційно-комунікаційних технологій - гармонійний шлях виходу з замкнутих технологій, які характеризуються сильною поляризацією і ринкової сегментацією. Це шлях до стійкого сільського господарства шляхом диверсифікації технологій, культур і порід худоби, через мережу, що об'єднує всіх учасників АПК. Перспективи впровадження в АПК – інформаційно-

комунікаційні технології і управління даними можуть створити новаторські способи створення прибуткового, суспільно прийнятного сільського господарства. Але на шляху нових технологій виникають і такі суттєві перешкоди, як висока вартість їх впровадження на індивідуальних фермах і недолік знань і навичок у фермерів. Особливо це стосується країн, що розвиваються. Впровадження нових технологій в сільське господарство може вплинути на скорочення кількості робочих місць в галузі.

Список використаних джерел:

1. Латоша В. В. Развитие цифровизации сельского хозяйства Украины. *Перспективная техника и технологии в АПК: материалы Междунар. научн. конф.* (г. Минск, 18–26 мая 2020 г.). Минск: БГАТУ, 2020. С. 58-61
2. Маніта І. Ю. Питання цифровізації сільського господарства в Україні. *Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: матеріали II Міжнар. наук.-практ. Інтернет-конф.* Мелітополь: ТДАТУ, 2020. С. 346-350.
3. Вуколов В. І. Використання нанотехнологій у тваринництві. *Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: матеріали II Міжнар. наук.-практ. Інтернет-конф.* Мелітополь: ТДАТУ, 2020. С. 103-106.
4. Болтянський О. В. Екологічна безпека виробництва та зменшення витрат матеріальних і енергетичних ресурсів для отримання сільськогосподарської продукції. *Науковий вісник НУБіП. Сер. Техніка та енергетика АПК.* 2015. Вип. 212, ч. 1. С. 275–283.
5. Скляр Р. В., Комар А. С. Визначення заходів з підвищення енергоефективності сільськогосподарського виробництва. *WayScience.* Дніпро, 2020. Т. 1. С. 118-121.
6. Podashevskaya H. Areas of application of nanotechnologies in animal husbandry. *Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: матеріали II Міжнар. наук.-практ. Інтернет-конф.* Мелітополь: ТДАТУ, 2020. С. 357-361.
7. Serebryakova N. Selection of optimal modes of heat treatment of grain. *Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: матеріали II Міжнар. наук.-практ. Інтернет-конф.* Мелітополь: ТДАТУ, 2020. С. 20-24.
8. Болтянський О. В. Використання нанотехнологій при безрозбірному сервісі автотракторної техніки. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету.* Мелітополь, 2011. Вип. 11, т. 2. С. 97–102.
9. Skliar A., Boltianskyi B., Boltyanska N., Demyanenko D. Research of the cereal materials micronizer for fodder components preparation in

animal husbandry. *Modern Development Paths of Agricultural Production. Trends and Innovations: Conference proceedings*. 2019. P. 249–258.

10. Komar A. S. Processing of poultry manure for fertilization by granulation. *Innovative Technologies for Growing, Storage and Processing of Horticulture and Crop Production: Abstracts of the 5th International Scientific and Practical Conf. Uman, 2019*. P. 18-20.

11. Komar A. S. Development of the design of a press-granulator for the processing of bird manure. *Topical issues of development of agrarian science in Ukraine: Coll. scientific-works of Intern. Research Practice Conference. Nizhin, 2019*. P. 84–91.

12. Болтянська Н. І., Комар А. С. Аналіз конструкцій пресів для приготування кормових гранул та паливних брикетів. *Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. Мелітополь, 2018*. Вип. 8, т. 2. С. 44–56.

13. Boltianska N., Sklar R., Podashevskaya H. Directions of automation of technological processes in the agricultural complex of Ukraine. *Техническое обеспечение инновационных технологий в сельском хозяйстве: сб. науч. статей Междунар. науч.-практ. конф. (г. Минск, 26–27 ноября 2020 г.)*. Минск: БГАТУ, 2020. С. 519-522.

14. Болтянський О. В. Зменшення витрат енергетичних ресурсів для отримання сільськогосподарської продукції. *Крамаровські читання: зб. тез доп. II Міжнар. наук.-техн. конф. Київ: НУБіП, 2015*. С. 54–55.

15. Skliar O., Skliar R. Justification of conditions for research on a laboratory biogas plant. *Motrol: Motoryzacja I Energetyka Rolnictwa*. 2013. Vol. 16, № 2. P. 183-188.

16. Скляр О. Г. Основи проектування тваринницьких підприємств: підручник. Київ: Кондор, 2018. 380 с.

17. Скляр О. Г., Болтянська Н. І. Механізація технологічних процесів у тваринництві: навч. посібник. Мелітополь, 2012. 720 с.

18. Болтянська Н. І. Залежність конкурентоспроможності галузі свинарства від технологічних параметрів продуктивності тварин. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. Харків, 2017. Вип. 181. С. 81-89.

19. Болтянська Н. І. Умови забезпечення ефективного застосування ресурсозберігаючих технологій в молочному скотарстві. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2016. Вип. 16, т. 2. С. 153–159.

20. Boltyansky O. V. Analysis of the main areas of resource conservation in animal husbandry. *Motrol: Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa*. 2016. Vol. 18, № 13. P. 49-54.

21. Рижов О. І. Напрями модернізації виробничих і технологічних процесів у тваринництві. *Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі*: матеріали II Міжнар. наук.-практ. Інтернет-конф. Мелітополь: ТДАТУ, 2020. С. 196-200.

22. Помазан А. С. Напрямки формування інноваційної структури сільськогосподарського виробництва. *Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі*: матеріали II Міжнар. наук.-практ. Інтернет-конф. Мелітополь: ТДАТУ, 2020. С. 60-64.

23. Zabolotko O. O. Performance indicators of farm equipment. *Kramar Readings: Proceedings of the IV International Scientific and Technical Conference*. 2017. P. 155–158.

24. Boltyansky B., Boltyansky O. Analysis of major errors in the design of pumping stations and manure storage on pig farms. *TEKA Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. 2016. Vol. 16, № 2. P. 49-54.

ПЕРСПЕКТИВИ І ПРОБЛЕМИ РОЗВИТКУ ІНФОРМАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ В СІЛЬСЬКОМУ ГОСПОДАРСТВІ

Болтянская Н., Маніта І., Подашевська О.

Анотація

Застосування інформаційно-комунікаційних технологій - гармонійний шлях виходу з замкнутих технологій, які характеризуються сильною поляризацією і ринкової сегментацією. Це шлях до стійкого сільського господарства шляхом диверсифікації технологій, культур і порід худоби, через мережу, що об'єднує всіх учасників АПК. У статті авторами були визначені перспективи і проблеми на шляху впровадження ІКТ в сільське господарство. Зокрема, інформаційно-комунікаційні технології і управління даними можуть створити новаторські способи створення прибуткового, суспільно прийнятного сільського господарства. Але на шляху нових технологій виникають і такі суттєві перешкоди, як висока вартість їх впровадження на індивідуальних фермах і недолік знань і навичок у фермерів. Особливо це стосується країн, що розвиваються. Впровадження нових технологій в сільське господарство може вплинути на скорочення кількості робочих місць в галузі.

Ключові слова : сільське господарство, інформаційно-комунікаційні технології, впровадження, перспективи, проблеми.

ПЕРСПЕКТИВЫ И ПРОБЛЕМЫ РАЗВИТИЯ ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ

Болтянская Н., Манита И., Подашевская Е.

Аннотация

Применение информационно-коммуникационных технологий - гармоничный путь выхода из замкнутых технологий, которые характеризуются сильной поляризацией и рыночной сегментацией. Это путь к устойчивому сельскому хозяйству путем диверсификации технологий, культур и пород скота,

через сеть, объединяющую всех участников АПК. В статье авторами были определены перспективы и проблемы на пути внедрения ИКТ в сельское хозяйство. В частности, информационно-коммуникационные технологии и управления данными могут создать новаторские способы создания прибыльного, общественно приемлемого сельского хозяйства. Но на пути новых технологий возникают и такие существенные препятствия, как высокая стоимость их внедрения на индивидуальных фермах и недостаток знаний и навыков у фермеров. Особенно это касается развивающихся стран. Внедрение новых технологий в сельское хозяйство может повлиять на сокращение количества рабочих мест в отрасли.

Ключевые слова : сельское хозяйство, информационно-коммуникационные технологии, внедрение, перспективы, проблемы.

PROSPECTS AND PROBLEMS OF DEVELOPMENT OF INFORMATION TECHNOLOGIES IN AGRICULTURE

N. Boltianska, I. Manita, H. Podashevskaya

Summary

Agriculture is one of the oldest spheres of human activity, but today it cannot stay away from total digitalization. The use of information and communication technologies is a harmonious way out of closed technologies, which were characterized by strong polarization and market segmentation. This is the path to sustainable agriculture through the diversification of technologies, crops and livestock, through a network that unites all participants in agriculture. The authors emphasize that information and communication technologies allow farmers to exchange information, develop cooperation and search for partners, and even develop informal information systems that complement formal systems of government control. Such a cycle of information between farmers, between farmers and consumers would be independent of scale and not limited by state borders. Prospects and problems on the way of introduction of ICT in agriculture were identified. In particular, information and communication technologies and data management can create innovative ways to create profitable, socially acceptable agriculture that benefits the environment (soil, water, climate), biodiversity, and farmers in different countries. But this can only happen in the context of a far-sighted policy of supporting the necessary legal and market infrastructure for smart farming, dialogue between supporters and opponents of certain agricultural technologies and with tactful consideration of ethical issues. But in the way of new technologies there are such significant obstacles as the high cost of their implementation on individual farms and the lack of knowledge and skills of farmers. This is especially true in developing countries. Therefore, access to the latest technologies may remain a limited narrow circle of large industrial farms. Accordingly, the effect of modern technologies in the field of informatics and communications will be mainly developed countries and producers of major field crops, such as wheat, corn or rice. It also increases the risk of unsustainable intensification. The introduction of new technologies in agriculture can reduce the number of jobs in the industry.

Key words : agriculture, information and communication technologies, implementation, prospects, problems.

УДК. 535.361

DOI: 10.31388/2078-0877-2020-20-4-186-193

ОПТИЧНІ МЕТОДИ ВИМІРЮВАННЯ ШОРСТКОСТІ ПОВЕРХНІ

Дьоміна Н. А., к.т.н., доцент ORCID 0000-0002-1118-1834
Морозов М. В., к.ф-м.н., доцент ORCID 0000-0002-5122-8449
Назарова О. П., к.т.н., доцент ORCID 0000-0003-0636-4748
Халанчук Л. В., асистент ORCID 0000-0002-6055-6233
Солодов В. В., інженер ORCID 0000-0002-6697-2772
*Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра
Моторного*
E-mail: larysa.khalanchuk@tsatu.edu.ua

Постановка проблеми. При розробці сучасних технологій виробництва сільськогосподарських машин важливе місце мають безконтактні методи експрес контролю параметрів шорсткості поверхні відповідальних деталей. Різноманітні оптичні методи вимірювання шорсткості поверхні використовують властивості відбитої хвилі. При освітленні дифузно відбиваючої поверхні когерентним лазерним випромінюванням утворюється спекл-структура. Дослідження параметрів спекл-структури та розробка оптичних методів вимірювання шорсткості поверхні є актуальною задачею.

Аналіз останніх досліджень. У роботі [1] представлено огляд сучасних оптичних методів вимірювання шорсткості поверхні та їх застосування в техніці. Застосування спекл-інтерферометрії для визначення шорсткості прозорих транспарантів приведено у роботах [2, 3]. Цей метод базується на визначенні кількості сингулярностей хвильового фронту. Представляє значний інтерес модернізація та застосування цього метода для визначення шорсткості непрозорих дифузно відбиваючих об'єктів. В роботах [4-8] розглянуто модель формування спекл-структури та дослідження параметрів спекл-поля. Отримані значення розмірів окремих спеклів світлового поля, які не залежать від параметрів шорсткості поверхні. В роботах [9-12] досліджено сингулярності (невизначеності) фази хвильового фронту та застосування спіральних зондуючих пучків для вимірювання шорсткості поверхні та дефектоскопії і контролю відповідальних деталей. В статті [13] розглянуто спекл-еліпсометрія шорстких поверхонь з використанням комп'ютерних методів аналізу зображень. Особливості відбиття когерентного світла від дифракційних ґраток і

можливості застосування параметрів відбитої хвилі для вимірювання шорсткості поверхні приведено в праці [14].

Формулювання цілей статті – провести аналіз утворення спекл-структури хвильового поля при відбитті лазерного когерентного випромінювання від шорсткої поверхні та оптичних методів вимірювання параметрів шорсткості, в яких використовують визначення кількості сингулярностей хвильового фронту.

Основні матеріали дослідження. Сучасні технології виробництва сільськогосподарських машин потребують розробки безконтактних методів експрес вимірювань шорсткості поверхні відповідальних деталей. Найбільш перспективними та поширеними є оптичні методи, в яких використовують спекл-структуру відбитого когерентного випромінювання. У першому наближенні амплітуда окремого спекла у просторі реєстрації дорівнює:

$$a = \sum_{n=1}^N a_n \cdot e^{i(\varphi_n + \omega t - \vec{k}_n \cdot \vec{r})} = b + i \cdot c \quad (1)$$

$$\text{де } b = \frac{1}{\sqrt{N}} \sum_{n=1}^N \cos \varphi_n, \quad c = \frac{1}{\sqrt{N}} \sum_{n=1}^N \sin \varphi_n$$

N – кількість фазорів (джерел вторинних сферичних хвиль).

Для визначення кількості дислокацій (сингулярностей), тобто невизначеності фази хвильового фронту, коли одночасно обертаються в нуль дійсна b та уявна c частини амплітуди, використовується метод Монте-Карло моделювання випадкових процесів статистичної оптики. Умова гвинтової дислокації (невизначеності) хвильового фронту спекл-поля для фази має вигляд:

$$\varphi = \arctg \frac{c}{b} = \arctg \frac{0}{0} \quad (2)$$

Тобто виконується умова:

$$s = |b| + |c| = 0 \quad (3)$$

Щільність ймовірності для суми модулів дійсної $|b|$ та уявної $|c|$ частин амплітуди $s = |b| + |c|$ дорівнює:

$$\rho(s) = \frac{8}{\sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{s^2}{2}} \cdot \phi(s) \quad (4)$$

де $\phi(s) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^s e^{-\frac{z^2}{2}} \cdot dz$ – функція Лапласа.

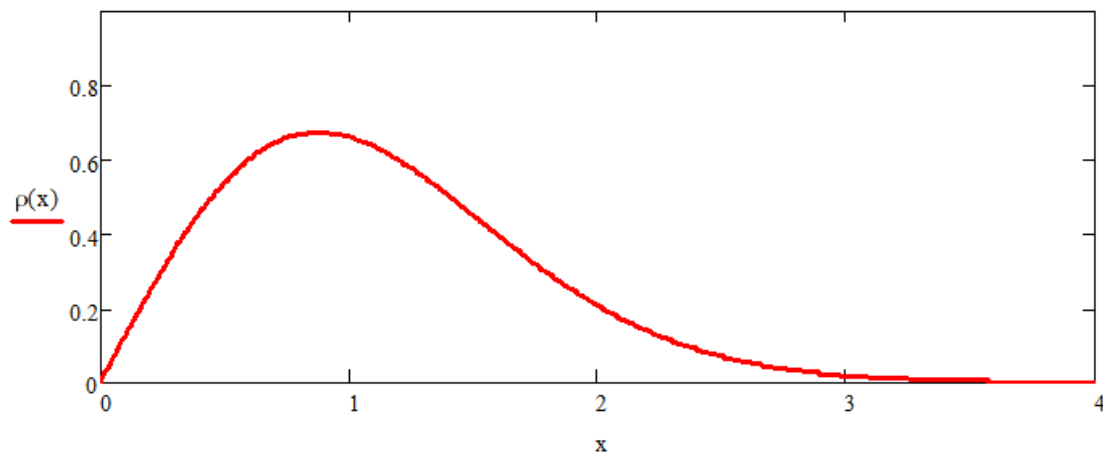


Рис. 1. Щільність ймовірності для суми модулів дійсної та уявної частин амплітуди

Тоді кількість сингулярностей $S1$, для яких випадкова умова $s = |b| + |c| < \Delta = 0,01$ дорівнює

$$S1 = W_1 \cdot N \quad (5)$$

де $W_1 = \int_0^{0,01} \varphi(s) ds$ – ймовірність знаходження суми S в інтервалі $[0; 0,01]$; N – загальна кількість фазорів.

Розглянемо залежність кількості фазорів N від параметрів шорсткості поверхні – висоти R_a виступів та середньої відстані h між ними (просторовою частотою). У першому наближенні у одновимірному випадку кількість фазорів (вторинних когерентних джерел) дорівнює числу зон Френеля на базовій довжині L . Середні значення висоти виступів дорівнюють $Z_m = R_z$, відстань між виступами $h = 2l$. Для випадку нормального освітлення та спостереження кількість фазорів (зон Френеля) для одного виступу дорівнює:

$$n_1 = 4z_m / \lambda \quad (6)$$

Середнє число виступів на базовій довжині L для однорідного випадку дорівнює:

$$n_2 = L / (2l) \quad (7)$$

Визначаємо кількість фазорів у випадку 1D моделі:

$$N_1 = n_1 \cdot n_2 = \frac{2z_m \cdot L}{\lambda \cdot l} \quad (8)$$

Якщо діаметр освітлюючого лазерного променя $D=2R$, кількість фазорів для $2D$ випадку буде:

$$N_2 = \frac{4z_m}{\lambda} \cdot \frac{R^2}{l^2} \quad (9)$$

Таким чином кількість сингулярностей дорівнює:

$$S1 = W_1 \cdot N_2 = W_1 \cdot \frac{4z_m}{\lambda} \cdot \frac{R^2}{l^2} \quad (10)$$

Визначивши кількість дислокацій можливо визначити параметри шорсткої поверхні Z_m та l . Дислокації фази поверхні хвильового фронту при відбитті когерентного лазерного випромінювання від шорсткої поверхні є виключно фазовим ефектом. Тому експериментально зареєструвати сингулярності можливо тільки інтерференційними методами. На рис. 2 представлена оптична схема візуалізації гвинтових дислокацій хвильового фронту.

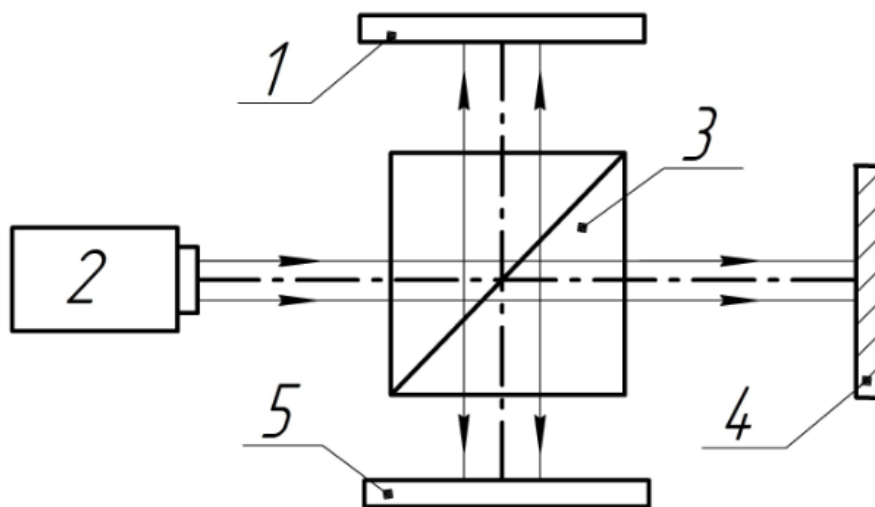


Рис. 2. Оптична схема візуалізації дислокацій (сингулярностей) спекл-структури відбитої хвилі: 1 – зразок, що досліджується; 2 – джерело когерентного випромінювання (лазер ЛГН-222); 3 – світлоподільник; 4 – дзеркало; 5 – реєструюча камера.

У площині 5 реєстрації інтерференції двох хвиль, відбитих від шорсткої поверхні 1 та дзеркальної поверхні 4, спостерігається подвоєння інтерференційних смуг. Визначивши кількість сингулярностей на одиницю площини спекл-поля, вимірюють параметри шорсткості поверхні. Використання аналізатора

зображення та відповідної програми забезпечує автоматизацію процесу вимірювання параметрів шорсткої поверхні.

Для визначення шорсткості досліджуваної поверхні деталі використовують зразки з відомою шорсткістю. Для цих зразків визначають кількість сингулярностей на одиницю площі поверхні за допомогою оптичної схеми візуалізації (рис. 2) та порівнюють з кількістю $S1$ сингулярностей для досліджуваної поверхні.

Висновки. Досліджено відбиття когерентного лазерного випромінювання від шорсткої поверхні та утворення спекл-структури. Розроблено метод вимірювання шорсткості поверхні, в якому використовують визначення кількості сингулярностей спекл-структури відбитого світла та зразки поверхні з відомою шорсткістю.

Список використаних джерел:

1. Методы исследования и контроля шероховатости поверхности металлов и сплавов / Ю. Ф. Назаров и др. *Физическая инженерия поверхности*. 2007. Т. 5, № 3-4. С. 207–216.

2. Налимов А. Г., Котляров В. В., Скиданов Р. В. Определение шероховатости поверхности с помощью поля направлений. 2003. С. 71-73. URL: <http://www.computeroptics.smr.ru/KO/PDF/KO25/KO25113.pdf> (дата звернення: 13.09.2020).

3. Макеев А. В. Об оптических методах контроля шероховатости поверхности. *Интерэкспо Гео-Сибирь*. 2016. Т. 5, № 1. С. 147-151.

4. Гудмен Дж. Статистическая оптика. Москва: Мир, 1980. 528 с.

5. Реконструкция изображения по пространственному распределению интенсивности дифракционного спекл-модулированного поля / Б. Б. Горбатенко и др. *Компьютерная оптика*. 2007. Т. 31, № 2. С. 26-33.

6. Морозов М. В. Дослідження спекл-структури методом моделювання. *Вісник Київського університету. Сер. Фізико-математичні науки*. 2004. Вип. 3. С. 401-406.

7. Морозов М. В. Дослідження сингулярностей хвильового фронту когерентного випромінювання при відбитті від шорсткої поверхні. *Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2014. Вип. 4, т. 2. С. 40-44.

8. Лазерная дистанционная спекл-интерферометрия. Модель формирования спекл-структуры / Н. П. Бадалян и др. *Квантовая электроника*. 2008. № 5 (38). С. 477-481.

9. Павлов П. В., Вольф И. Э., Бородин А. Н. Спекл-диагностика с использованием спиральных и сингулярных зондирующих пучков. *Известия Самарского научного центра Российской академии наук: Физика и электроника*. 2009. Т. 11, № 3. С. 53-56.

10. Павлов П. В., Малов А. Н., Петров Н. В. Оценка технического состояния поверхностей деталей воздушного судна методом спекл-структур оптического излучения при зондировании спиральными лазерными пучками. *Известия Самарского научного центра Российской академии наук: Механика и машиностроение*. 2012. Т. 14, № 4(2). С. 663-668.

11. Применение спиральных пучков для дефектоскопии и неразрушающего контроля / А. Н. Малов и др. *Доклады ТУСУРа*. 2010. № 2 (22), ч. 2. С. 70-74.

12. Малов А. Н., Павлов П. В. Определение параметров шероховатости поверхностей оптически непрозрачных деталей методом спекл-структур с применением спиральных пучков. *Компьютерная оптика*. 2012. Т. 36, № 3. С. 365-370.

13. Макеев А. В., Айрапетян В. С. Спекл-эллипсометрия шероховатых поверхностей с применением вейвлет-анализа. *Интерэкспо Гео-Сибирь*. 2017. Т. 5, № 2. С. 41-45.

14. Дьоміна Н. А., Морозов М. В., Солодов В. В., Халанчук Л. В. Відбиття світла від дифракційної ґратки з трикутним профілем. *Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Сер. Машинознавство та САПР*. 2020. № 1. С. 28-32.

ОПТИЧНІ МЕТОДИ ВИМІРЮВАННЯ ШОРСТКОСТІ ПОВЕРХНІ

Дьоміна Н., Морозов М., Назарова О., Халанчук Л., Солодов В.

Анотація

Проведено аналіз методів вимірювання параметрів шорсткості поверхні, в яких використовують характеристики відбитої оптичної хвилі, розроблено спосіб визначення шорсткості на базі аналізу спекл-структури та вимірювання кількості сингулярностей хвильового фронту при освітленні і спостереженні поверхні, що досліджується, та застосування зразків з відомою шорсткістю. В роботі розглянуто утворення та досліджено параметри спекл-полів при відбитті когерентного лазерного випромінювання від шорсткої поверхні. Застосовано методи статистичної оптики та метод Монте-Карло моделювання випадкових процесів. Отримано закон розподілу щільності ймовірності для суми модулів дійсної та уявної частин амплітуди окремого спекла поля. Розроблено алгоритм визначення кількості сингулярностей на одиницю площини поверхні спекл-поля. Обрано критерій сингулярності та розроблено метод визначення їх кількості в залежності від параметрів шорсткості поверхні для випадку нормального освітлення та спостереження. Кількість сингулярностей хвильового фронту визначається параметрами шорсткості поверхні: амплітудою та просторовою частотою виступів.

Ключові слова : дифузно відбиваюча поверхня, шорсткість, спекл структура, сингулярність хвильового фронту.

ОПТИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ ИЗМЕРЕНИЯ ШЕРОХОВАТОСТИ ПОВЕРХНОСТИ

Демина Н. , Морозов Н., Назарова О., Халанчук Л., Солодов В.

Аннотация

Проведен анализ методов измерения параметров шероховатости поверхности, в которых используются характеристики отраженной оптической волны, разработан способ определения шероховатости на базе анализа спекл-структуры и измерения количества сингулярности (дислокаций) волнового фронта и применения образцов с известной шероховатостью. В современных технологиях производства важное место имеют бесконтактные оптические методы измерения шероховатости. В работе рассмотрены возникновение и исследованы параметры спекл-полей при отражении когерентного лазерного излучения от шероховатой поверхности. Шероховатая поверхность исследуемого образца рассматривается как множество точечных когерентных источников (фазоров) с примерно одинаковой амплитудой излучения и случайной фазой (равномерное распределение значений фазы от 0 до 2π). Применены методы статистической оптики и метод Монте-Карло моделирования случайных процессов. Получен закон распределения плотности вероятности для суммы модулей действительной и мнимой частей амплитуды отдельного спекла поля. Используя условие получения сингулярности волнового фронта спекл-структуры, разработан алгоритм определения количества сингулярности на единицу площади поверхности спекл-поля. Условие получения сингулярности (неопределенности) фазы выполняется в случае, когда одновременно действительная и мнимая части комплексной амплитуды равны 0. Выбран критерий сингулярности и разработан метод определения их количества в зависимости от шероховатости поверхности (высоты выступлений и расстояния между ними) для случая нормального освещения и наблюдения. Количество сингулярности волнового фронта определяется параметрами шероховатости поверхности: амплитудой и пространственной частотой выступлений. Предложенная оптическая схема визуализации и определения количества сингулярности (дислокаций) волнового фронта и измерения шероховатости поверхности. Таким образом, определив количество сингулярности спекл-структуры, измеряют шероховатость диффузно отражающей поверхности.

Ключевые слова : диффузно отражающая поверхность, шероховатость, спекл структура, сингулярность волнового фронта.

OPTICAL METHODS FOR MEASURING SURFACE ROUGHNESS

N. Domina, M. Morozov, O. Nazarova, L. Khalanchuk, V. Solodov

Summary

The analysis of methods of measurement of parameters of surface roughness in which characteristics of the reflected optical wave are used is carried out, the method of definition of roughness on the basis of the analysis of speckle structure and measurement of quantity of singularities of a wave front at illumination and supervision of the investigated surface and application of samples. In modern production technologies, non-contact optical methods of radiation of roughness parameters play an important role. The formation and parameters of speckle fields in the reflection of coherent laser radiation from a rough surface are considered in the work. The rough surface of the sample under study is considered as a set of point coherent sources

(phasors) with approximately the same radiation amplitude and random phase (uniform distribution of phase values from 0 to 2π). The methods of statistical optics and the Monte Carlo method of modeling random processes are applied. The law of probability density distribution for the sum of modules of real and imaginary parts of amplitude of separate sintered field is obtained. Using the condition of obtaining the singularity of the wave front of the speckle structure, an algorithm for determining the number of singularities per unit plane of the speckle field surface was developed. The condition of obtaining the singularity (uncertainty) of the phase is fulfilled in the case when both the real and imaginary parts of the complex amplitude are 0. The criterion of singularity is chosen and developed a method for determining their number depending on surface roughness parameters (height of protrusions and distance between them). The number of singularities of the wavefront is determined by the parameters of surface roughness: amplitude and spatial frequency of the protrusions. An optical scheme for visualization and determination of the number of singularities (dislocations) of the wave front and measurement of surface roughness is proposed. Thus, determining the number of singularities of the speckle structure, measure the roughness of the diffusely reflecting surface.

Keywords : diffusely reflecting surface, roughness, speckle structure, wave front singularity.

УДК 662.756.3

DOI: 10.31388/2078-0877-2020-20-4-194-202

ВИМІРЮВАННЯ В'ЯЗКОСТІ БІОПАЛЬНОГО ОБРОБЛЕНОГО В ЕЛЕКТРОТЕХНОЛОГІЧНОМУ КОМПЛЕКСІ

Кушлик Р. Р., к.т.н., ст. викл.

ORCID: 0000-0003-4251-0239

Кушлик Р. В., к.т.н., доцент

ORCID: 0000-0002-7560-9406

Постол Ю. О., к.т.н., доцент

ORCID: 0000-0002-0749-3771

Гулевський В. Б., к.т.н., доцент

ORCID: 0000-0003-1434-9724

Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного

e-mail: kushlykroman@ukr.net

Постановка проблеми. Збільшення частки витрат на традиційне пальне в собівартості сільськогосподарської продукції зумовлює актуальність розробок з використанням альтернативних видів палива. Можливість застосування певного виду альтернативного пального визначається його регіональними ресурсами, співвідношенням цін між альтернативним і традиційними паливами, необхідними витратами на адаптацію двигунів до роботи на альтернативному пальному, на інфраструктуру доставки, зберігання і заправки техніки.

Стосовно до сільськогосподарського виробництва пріоритет належить біологічним моторним паливам на основі рослинних олій. Альтернативні палива дозволяють знизити негативне екологічне навантаження від токсичних викидів з відпрацьованими газами двигунів сільськогосподарської техніки. Тому дослідження, спрямовані на розробку технологій і технічних засобів адаптації автотракторної техніки до роботи на альтернативних видах пального є актуальними.

Аналіз останніх досліджень. У вирішенні проблем розробки і використання альтернативних палив значний внесок внесли відомі вчені: Уханов А. П., Ліньков О. Ю., Дідур В. А., Буряков А. С., Лискутіна А. П., Малахов К. С., Шматок О. І., Фокін Р. В., Громаков А. В., Кіресєва Н. С., Артюшин А. А., Бубнов Д. Б., Буклагін Д. С., Васильєв Ю. Н., Вайсблум М. Е., Гайворонский А. І., Голубков Л. Н., Семенова В. Г. та інші дослідники.

Найбільш перспективними з альтернативних палив є палива, одержувані з рослинної сировини [1]. Так в Європі розширюється застосування на транспорті пального з ріпакової олії та продуктів її хімічної переробки [2-4]. Проте найбільше розповсюдження отримав метиловий ефір ріпакової олії [5,6].

Аналіз результатів досліджень роботи [7] показав, що ефективна потужність двигуна при роботі на метиловому ефірі ріпакової олії (МЕРО) на номінальному режимі зменшується на 0,8–3,1 %. Погодинні (л/год) і питомі (г/кВт·год) витрати пального при цьому збільшуються на 1,9–4,2% і на 2,5–7,5% відповідно. Водночас, наявність вуглеводнів у відпрацьованих газах зменшується на 1,8–8,3% по відношенню до роботи на мінеральному дизельному пальному (ДП).

Істотне поліпшення показників дизеля відбувається на сумішевих паливах. Встановлено, що при роботі дизеля на сумішевому пальному відбувається зменшення ефективної потужності дизеля на номінальному режимі до 1%. Зростання годинних витрат не перевищує 2,6 %. Зниження димності доходить до 40% [8].

Виготовлення якісного сумішевого біопального потребує його обробки. Від вибору відповідного обладнання або пристроїв для зазначеної стадії процесу, по суті, залежить ефективність використовуваної технології.

Гідродинамічні змішувачі є ефективними апаратами, які виконують дві функції: обробки і перекачки рідини [9]. Недоліками гідродинамічного змішувача є недостатньо якісне перемішування суміші, неможливість контролю інтенсивності процесу змішування в змішувачі.

Для активації молекул метанолу рослинної олії пропонується використовувати біореактор, реакційний обсяг якого заповнений феромагнітними частинками [8]. Недоліком даної технологічної лінії є те що після сепаратора незначна частина сирого гліцерину залишається в МЕРО, що призводить до розшарування пального.

Для ефективної роботи дизелів розроблені механічні пристрої, які забезпечують підтримку необхідного складу суміші при заправці трактора. Прикладом таких апаратів є роторно–пульсаційні апарати. Недоліком даних апаратів є недотримання заданого відсоткового співвідношення змішуваних рідин [10].

Одним із шляхів підвищення ефективності використання біопального є обробка його ультразвуком безпосередньо в системі живлення двигуна [11]. Недоліком пристрою для ультразвукової обробки біопального є те, що пристрій працює тільки при позитивних температурах повітря.

Змішувачі-фільтри біопального знайшли застосування в системі живлення дизелів автотракторної техніки [12]. Недоліком змішувача-фільтра є недостатньо якісне перемішування ДП і рослинної олії.

Більшість дослідників, використовуючи суміші дизельного пального і метилового ефіру, експериментально встановили, що для інтенсифікації процесу отримання якісного біопального тільки

механічної, кавітаційної або термічної обробки недостатньо. Потрібен подальший пошук ресурсозберігаючих технологій отримання такого пального. Безсумнівний інтерес у цьому напрямку представляють технічні рішення, спрямовані на створення електротехнологічних комплексів з одночасним кавітаційним і надвисокочастотним (НВЧ) електромагнітним впливом на його фізико-хімічні властивості.

Формулювання цілей статті. Підвищення ефективності функціонування сільськогосподарських підприємств шляхом забезпечення часткової їх енергоавтономності по ДП на основі розробки технології і технічних засобів адаптації дизелів для ефективної роботи на сумішах МЕРО з ДП без істотних змін в конструкції двигуна внутрішнього згорання.

Основна частина. В 2015 році в Україні введено стандарт «Паливо дизельне ЄВРО». Технічні умови. ДСТУ 7688:2015. Стандарт передбачає сертифікацію дизельного пального з добавкою об'ємної частки метилових/етилових естерів жирних кислот (МЕЖК): В0—у разі їх відсутності; В5—не більше ніж 5%; В7 – понад 5% та не більше ніж 7%.

Як показує практика, при зростанні частки МЕРО у ДП більше 7%, в'язкість біопального підвищується. Внаслідок цього відбувається коксування паливної апаратури, зниження потужності дизельного двигуна і зростання витрат ним пального. Такий стан речей створює народногосподарську проблему, яка полягає в економії енергоресурсів в сільськогосподарському виробництві. Враховуючи те, що Україна споживає для потреб аграрно–промислового комплексу близько двох мільйонів тон «світлих» нафтопродуктів, то одним із шляхів вирішення даної проблеми є впровадження біопального з високим вмістом МЕРО в дизельне пальне.

На основі експериментальних досліджень [13-16] на кафедрі електротехнології і теплові процеси було розроблено і виготовлено електротехнологічний комплекс для обробки біопального ультразвуком і НВЧ електромагнітним полем [17,18].

Лабораторні дослідження біопального в електротехнологічному комплексі проводились на сумішах товарного мінерального дизельного пального Л-0,2-62 і метиловому ефірі ріпакової олії, який було вироблено на підприємстві ТОВ "Біонафта України" (м. Павлоград, Україна).

Після виміру в'язкості контрольних необроблених проб і відбору контрольних зразків в бак об'ємом 100 літрів заливали суміш 1 – В10 (90%ДП+10%МЕРО), відкривали вентиль бака і заповнювали ємність магнітостриктора, включали електротехнологічний комплекс і на протязі 5 хвилин проходила обробка біопального. Далі відкривали вентиль ємності магнітостриктора і оброблене біопальне поступово

витікало, а на його місце поступало із бака свіже необроблене біопальне. Вентиль ємності магніостриктора відрегульований таким чином, щоб свіже біопальне яке поступило в камеру магніостриктора знаходилось там під дією ультразвуку і НВЧ електромагнітного поля 5 хвилин.

Після обробки 100 літрів біопального суміші 1 в електротехнологічному комплексі згідно з ДСТУ 4488:2005 «Нафта і нафтопродукти. Методи відбирання проб» були відібрані проби в 3 різних точках. Потім визначалась в'язкість обробленої проби по методиці, яка описана в [13,14]. По аналогічній методиці були оброблені суміші 2- В20 і 3- В30 і визначена їх в'язкість.

В табл. 1 приведені результати вимірювання в'язкості біопального сумішей В10, В20 і В30 оброблених в електротехнологічному комплексі.

Таблиця 1 - Визначення в'язкості суміші дизельного пального і МЕРО після обробки в електротехнологічному комплексі при умові:

$$t_{\text{зразка}} = 20^{\circ}\text{C}; \nu_{\text{МЕРО}} = 11,63 \text{ мм}^2/\text{с}; \nu_{\text{д.п.}} = 4,301 \text{ мм}^2/\text{с}$$

Кількіс-ть діб спостере-рігання	Час обробки 5 хв					
	Концентрація 10%МЕРО (В10)		Концентрація 20%МЕРО (В20)		Концентрація 30%МЕРО (В30)	
	Час вимі-рювання, хв.	В'язкіс-ть, мм ² /с	Час ви-мірюванн-я, хв.	В'язкіс-ть, мм ² /с	Час ви-мірюва-ння, хв.	В'язкіс-ть, мм ² /с
0,1	7,20	4,628	7,51	4,955	8,48	5,554
1	6,40	4,208	6,49	4,802	7,13	5,002
2	6,24	4,039	6,39	4,47	7,13	4,8
3	6,10	3,892	6,23	4,2	7,03	4,45
4	5,56	3,745	6,25	4,05	6,57	4,323
5	5,59	3,777	6,23	4,029	6,51	4,323
6	5,55	3,734	6,21	4,008	6,49	4,281
7	5,45	3,629	6,18	3,976	6,47	4,281
8	5,40	3,580	6,21	4,008	6,51	4,323
9	5,45	3,629	6,10	3,892	6,47	4,281
30	5,40	3,580	6,15	3,945	6,45	4,25
60	5,40	3,580	6,10	3,945	6,46	4,281

На основі отриманих даних були побудовані залежності в'язкості від часу спостереження для сумішей В10, В20 і В30, які представлені на рис. 1. Слід звернути увагу на те, що при обробці сумішевого біопального в електротехнологічному комплексі ультразвуком і надвисокочастотним електромагнітним полем його

в'язкість зменшилась і має приблизно ті ж значення, що і у варіанті сумісної обробки ультразвуком і НВЧ електромагнітним полем на експериментальній установці протягом 5 хв. [13]. Тобто, з плином часу спостереження в'язкість усіх сумішок пального спочатку зменшується, а потім установлюється практично на одному рівні.

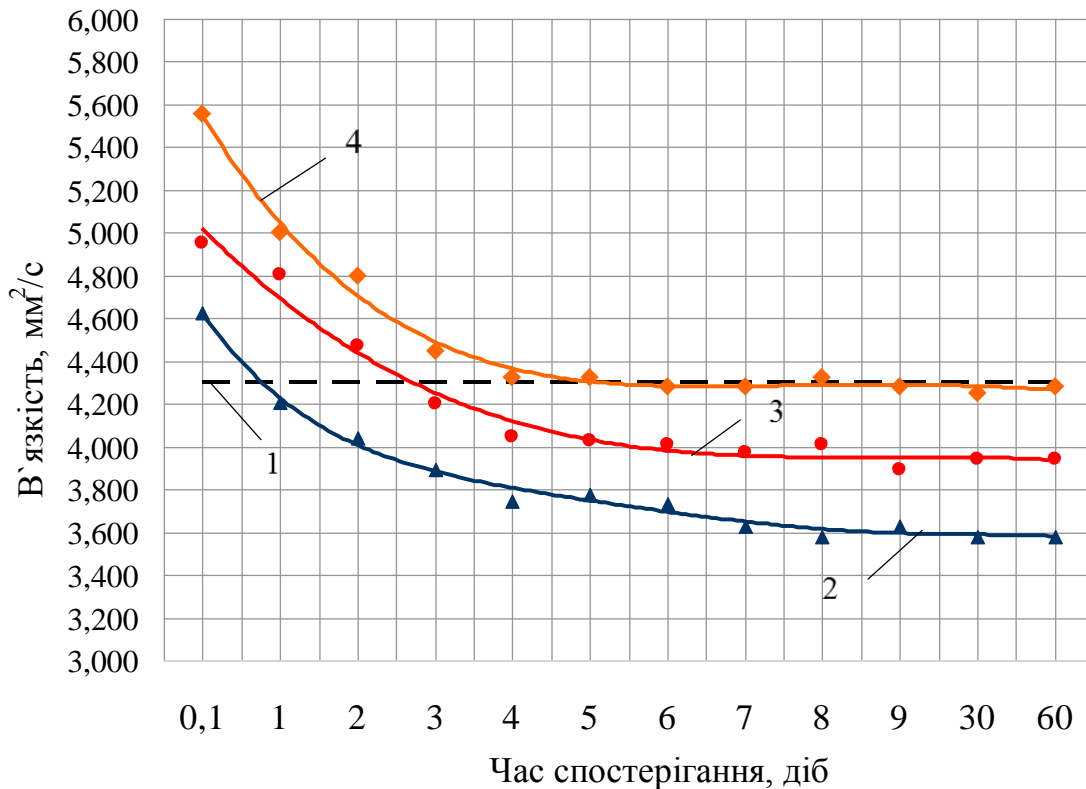


Рис. 1 Залежності в'язкості сумішевого біопального від часу спостереження після обробки в електротехнологічному комплексі протягом 5 хв: 1 – ДП; 2, 3 і 4 – суміші В10, В20, В30 відповідно

Причому, зі зменшенням частки МЕРО період постійної в'язкості суміші настає пізніше. Так, наприклад, у суміші 3 (крива 4, рис. 1) період стабільної в'язкості настає після шостої доби. Для суміші 1 (крива 2, рис. 1) такий період має місце не пізніше восьмої доби спостереження.

Досить цікавим є і той факт, що у сумішок з меншою часткою МЕРО інтенсивність зменшення її в'язкості є вищою. Так, в'язкість сумішок 1 (криві 2 на рис. 1) уже через 1,0 добу спостереження стає нижчою за в'язкість чистого дизельного пального (лінія 1, рис. 1).

Висновок. Розроблений і виготовлений електротехнологічний комплекс дозволяє проводити обробку сумішевого біопального ультразвуком і надвисокочастотним електромагнітним полем з метою покращення функціональних властивостей біопального. Встановлено, що сумісна обробка сумішевого біопального В10 і В20 в

електротехнологічному комплексі ультразвуком і надвисокочастотним електромагнітним полем в електротехнологічному комплексі дозволила зменшити його в'язкість на 22,8% і 22,69% відповідно по відношенню до необробленого біопального.

Встановлено, що стабілізація в'язкості біопального відбувається через 7 діб після обробки ультразвуком і НВЧ електромагнітним полем. Це обумовлює необхідність відповідної витримки часу перед використанням біопального.

Список використаних джерел:

1. Шкаликова В. Н. Применение нетрадиционных топлив в дизелях. Москва: Изд-во РУДН, 1993. 64 с.
2. Georgianni K. G. Alkaline conventional and in situ transesterification of cottonseed oil for the production of biodiesel. *Energy and Fuels*. 2008. Vol. 22. P. 2110–2115.
3. Georgianni K. G. Conventional and in situ transesterification of sunflower seed oil for the production of biodiesel. *Fuel Processing Technology*. 2008. Vol. 89. P. 503–509.
4. Candeia R. A. Influence of soybean biodiesel content on basic properties of biodiesel-diesel blends. *Fuel*. 2009. Vol. 88. P. 738–743.
5. Lin B. F. Experimental study of the effects of vegetable oil methyl ester on diesel engine performance characteristics and pollutant Emissions. *Fuel*. 2009. Vol. 88, № 9. P. 1779–85.
6. Марков В. А. Работа дизелей на смесях дизельного топлива и метилового эфира рапсового масла. *Транспорт на альтернативном топливе*. 2009. № 4. С. 33–37.
7. Нагорнов С. А. Результаты моторных испытаний работы дизеля на биотопливе. *Актуальные вопросы аграрной науки и образования: материалы Междунар. науч.-практ. конф. (20-22 мая 2008 г.)*. Т. VI. Инженерно-техническое обеспечение АПК. Ульяновск: ГСХА, 2008. С. 123-128.
8. Малахов К. С. Моторные исследования работы дизеля на смесевом топливе. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*. 2009. № 4. С. 122.
9. Громаков А. В. Повышение эффективности функционирования машино-тракторных агрегатов за счет применения биотоплива: автореферат дис. ... канд. тех. наук: 05.20.01. Ростов-на-Дону, 2012. 21 с.
10. Фокин Р. В. Разработка комплексной технологии получения смесового топлива с улучшенными свойствами для дизельных двигателей: автореферат дис. ... канд. тех. наук: 05.20.03. Мичуринск, 2008. 24 с.

11. Фадеев С. А. Улучшение показателей тракторных двигателей при работе на биотопливе обработанном ультразвуком: автореферат дис. ... канд. тех. наук: 05.20.03. Саратов, 2011. 14 с.

12. Пат. 2486949 РФ, МПК В01F5/06. Смеситель-фильтр минерального топлива и растительного масла / А. П. Уханов, Д. А. Уханов, В. В. Крюков, Е. А. Сидоров, Е. Д. Година. № 2012113657/05; заявл. 06.04.2012, опубл. 10.07.2013, Бюл. № 11.

13. Назаренко І. П. Покращення якості сумішевого біодизеля шляхом обробки його акустичним полем. *Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, ТДАТУ, 2016. Вип. 6, т 1. С. 164-171.

14. Назаренко І. П. Експериментальні дослідження впливу ультразвукових і СВЧ хвиль на в'язкість і густину сумішевого біодизеля. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Сер. Технічні науки*. Харків, 2016. Вип. 175: Проблеми енергозабезпечення та енергозбереження в АПК України. С. 66-68

15. Назаренко І. П. Ультразвукова обробка сумішевого біодизеля. *Вісник Сумського національного аграрного університету*. Суми, 2016. Вип. 10/1 (29). С. 174-178.

16. Research into effect of ultrasonic, electromagnetic and mechanical treatment of blended biodiesel fuel on viscosity / R. Kushlyk, I. Nazarenko, R. Kushlyk, V. Nadykto. *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. 2017. № 2/1 (86). С. 34-41. DOI: 10.15587/1729-4061.2017.95985.

17. Кушлик Р. Р. Розробка електротехнологічного комплексу для обробки сумішевого біопального. *Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2018. Вип. 8, т. 2. DOI: 10.31388/2220-8674-2018-2-24.

18. Кушлик Р. Р. Електротехнологічний комплекс для обробки сумішевого біопального: конструкція і параметри. *Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2019. Вип. 9, т. 1. DOI: 10.31388/2220-8674-2019-1-36.

ВИМІРЮВАННЯ В'ЯЗКОСТІ БІОПАЛЬНОГО ОБРОБЛЕНОГО В ЕЛЕКТРОТЕХНОЛОГІЧНОМУ КОМПЛЕКСІ

Кушлик Р. Р., Кушлик Р. В., Постол Ю. О., Гулевський В. Б.

Анотація

В роботі приведено результати вимірювання в'язкості біопального після одночасної обробки його ультразвуком і надвисокочастотним електромагнітним полем в електротехнологічному комплексі. На підставі експерименту було отримано залежності в'язкості від часу спостереження для сумішей В10, В20 і В30.

Встановлено, що сумісна обробка біопального В10 і В20 дозволила зменшити його в'язкість на 22,8% і 22,69% відповідно по відношенню до необробленого біопального.

Ключеві слова : дизельне пальне, біопальне, метиловий ефір ріпакової олії, ультразвук, надвисокочастотне електромагнітне поле.

ИЗМЕРЕНИЕ ВЯЗКОСТИ БИОТОПЛИВА ОБРАБОТАННОГО В ЭЛЕКТРОТЕХНОЛОГИЧЕСКОМ КОМПЛЕКСЕ

Кушлык Р. Р., Кушлык Р. В., Постол Ю. А., Гулевский В. Б.

Аннотация

Разработан электротехнологический комплекс, который предназначен для обработки смесового биотоплива В10, В20 и В30 ультразвуком и надвисокочастотным электромагнитным полем с целью улучшения его функциональных свойств. На основании проведенных исследований разработаны технические требования к электротехническому комплексу.

В статье приведены результаты измерения вязкости биотоплива после одновременной обработки его ультразвуком и сверхвисокочастотным электромагнитным полем в электротехнологическом комплексе.

Лабораторные исследования проводились на смесях товарного минерального дизельного топлива Л–0,2–62 и метиловом эфире рапсового масла (МЭРМ), который был произведен на предприятии ООО "Бионефть Украины" (г. Павлоград, Украина).

Экспериментальные образцы смесей готовили из дизельного топлива и метилового эфира рапсового масла в процентном соотношении: 90% ДТ + 10% МЭРМ (смесь 1 - В10), 80% ДТ + 20% МЭРМ (смесь 2 - В20), 70% ДТ. + 30% МЭРМ (смесь 3 - В30) в количестве 100 литров на каждый образец. На основании полученных данных построены зависимости вязкости от времени наблюдения для смесей В10, В20 и В30.

Установлено, что комбинированная обработка биотоплива В10 и В20 ультразвуком и электромагнитным полем сверхвысокой частоты в электротехнологическом комплексе снизила его вязкость на 22,8% и 22,69% соответственно, по сравнению с необработанным биотопливом.

Было обнаружено, что стабилизация вязкости биотоплива происходит через 7 дней после обработки ультразвуком и электромагнитным полем сверхвысокой частоты. Это требует соответственной выдержки перед использованием биотоплива.

Ключевые слова : дизельное топливо, биотопливо, метиловый эфир рапсового масла, ультразвук, сверхвисокочастотное электромагнитное поле.

MEASUREMENT OF THE VISCOSITY OF BIOFUELS TREATED IN AN ELECTROTECHNOLOGICAL COMPLEX

R. Kushlyk, R. Kushlyk, Y. Postol, V. Hulevskyi

Summary

An electro-technological complex that is intended for treatment of blenderized biofuel an ultrasound and mikrowate elektromagnetik by the electromagnetic field В10, В20, В30 with the purpose of improvement of his functional properties. On the

basis of undertaken studies technical requirements are worked out to the electro-technological complex.

The article presents the results of measuring the viscosity of biofuel after simultaneous treatment with ultrasound and ultrahigh-frequency electromagnetic field in the electrotechnological complex.

Laboratory tests were performed on mixtures of commercial mineral diesel fuel L-0.2-62 and methyl ether of rapeseed oil (MERO), which was produced at the enterprise LLC "Bionafta of Ukraine" (Pavlograd, Ukraine).

Experimental samples of mixtures were prepared from diesel fuel and rapeseed oil methyl ether in the percentage ratio: 90% DF + 10% MERO (mixture 1 – B10), 80% DF + 20% MERO (mixture 2 – B20), 70% DF + 30% MERO (mixture 3 – B30) in the amount of 100 liters for each sample. Based on the obtained data, the dependences of viscosity on the observation time for mixtures B10, B20 and B30 were constructed.

It was found that the combined treatment of biofuel B10 and B20 with ultrasound and ultra-high frequency electromagnetic field in the electrotechnological complex has reduced its viscosity by 22.8% and 22.69%, respectively, relative to untreated biofuel.

It was found that the stabilization of the viscosity of biofuels occurs 7 days after sonication and ultrahigh-frequency electromagnetic field. This necessitates appropriate forbearance before using biofuel.

Keywords : diesel fuel, biofuel, rapeseed oil methyl ester, ultrasound, ultrahigh-frequency electromagnetic field.

УДК 621.431.7:681.3

DOI: 10.31388/2078-0877-2020-20-4-203-224

СВОЙСТВА РЕГРЕССИОННЫХ ЗАВИСИМОСТЕЙ ОТНОШЕНИЯ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ШЕСТЕРЁН МАСЛЯНЫХ НАСОСОВ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ОТ РАЗНОСТИ ЭТИХ РАЗМЕРОВ

Стефановский А. Б., к.т.н.

ORCID: 0000-0002-5851-5918

Болтянский О. В., к.т.н.

ORCID: 0000-0002-9543-5538

*Таврический государственный агротехнологический университет
имени Дмитрия Моторного*

e-mail: mez@tsatu.edu.ua

Постановка проблемы. В предыдущей статье [1] предложен ряд регрессионных зависимостей (РЗ) между функциями основных размеров шестерён масляных насосов (МН) с внешним зацеплением, установленных в отечественных автотракторных двигателях, а также дизелях другого назначения. Однако в ней не пояснено, как эти зависимости рациональнее использовать при выборе указанных размеров: ширины b и наружного диаметра d_{ex} (или диаметра окружности выступов).

Анализ последних исследований. В работе [1] приведены два вида зависимостей: отношения ширины шестерни к наружному диаметру –

от разности этих размеров; функции $\beta_{b/d} = \sqrt{\frac{b^2 + d_{ex}^2}{bd_{ex}}}$ – от отношения

b/d_{ex} . При этом зависимость 2-го вида оказалась универсальной и весьма близкой к функциональной, в отличие от зависимостей 1-го вида, являющихся регрессионными, то есть в заметной мере нечёткими. Последние приведены в [1] в нескольких вариантах, отражавших специфику расположения точек для различных совокупностей исследованных МН разных двигателей. Большинство этих РЗ близки к линейным, кроме одной (квадратичной), характеризующей МН различных дизелей при $b \geq d_{ex}$. Данная статья продолжает изложение, начатое в работе [1], и основывается на тех же источниках, чем объясняется краткость этого раздела.

Формулирование цели: выявить и проанализировать на примерах особенности применения РЗ отношения размеров шестерни МН от их разности, если известен или задан один из них. Использование выше упомянутой зависимости 2-го вида будет рассмотрено в другой статье.

Основная часть. Рассматриваемые РЗ имеют вид

$$b \hat{d}_{ex} = \begin{cases} 1 + a_0(b - d_{ex})^{b_0} & \text{при } b \geq d_{ex}; \\ 1 - a_0(d_{ex} - b)^{b_0} & \text{при } b < d_{ex}, \end{cases} \quad (1a)$$

$$(1б)$$

где a_0 и b_0 – числовые параметры, значения которых в общем случае не совпадают и для (1а, 1б) устанавливаются при помощи метода наименьших квадратов для исследуемых совокупностей точек, характеризующих различные МН; в (1б) a_0 считается положительным, а минус относится к действию; параметр b_0 не имеет отношения к ширине шестерни b . Единица измерения a_0 такова, чтобы вторые слагаемые в этих формулах были безразмерными. Значок $\hat{}$ над левой частью указывает на то, что формула описывает РЗ, для которой могут быть (или уже) определены такие показатели точности, как средние и локальные отклонения точек от кривой, изображающей РЗ в выбранных координатах, коэффициент корреляции и др.

Ниже для краткости в формулах опущены условия их применения, записанные в (1а) и (1б) в виде неравенств; буквы «а» и «б», сопровождающие номера формул до 9-й включительно, указывают на происхождение формулы, соответственно, от (1а) или (1б).

В работе [1] приведены следующие значения числовых параметров РЗ (1а, 1б). Для исследованных МН отечественных автомобильных двигателей с искровым зажиганием (АДИЗ) величина a_0 близка к 0,03, а b_0 немного меньше единицы. Для исследованных МН отечественных автотракторных и ряда других дизелей при $b \leq d_{ex}$, в основном, $a_0 = 0,020$ и $b_0 = 1,0$, то есть РЗ (1) линейная. Но для пяти «выпавших» точек, характеризовавших МН ряда двухцилиндровых тракторных дизелей с $b < d_{ex}$ и автотракторных дизелей ЯМЗ с $b > d_{ex}$, в [1] предложены значения $a_0 = \pm 0,0161$ (отрицательное значение a_0 здесь соответствует формуле (1б)) и $b_0 = 1,17$. Этот частный случай рассматривается менее детально.

Из формул (1а) и (1б) можно выразить оба основных размера шестерён МН, но при b_0 , не равном 1, 2, 3 или 4, полученное выражение будет уравнением, которое нужно решать приближённо, например, методом итераций [2]. Согласно нему, искомая переменная приравнивается к своей же функции, но в последнюю подставляется значение этой переменной, найденное на предыдущем шаге вычислений (или начальное), а эта функция «возвращает» новое значение искомой переменной. Этим методом проще, чем аналитически, было бы отыскивать какой-либо из двух размеров шестерни МН и при b_0 , равном 3 или 4.

Наиболее просто можно выразить размеры b или d_{ex} из левой части формул (1а) и (1б). Например, вот выражения для вычисления b :

$$b = \begin{cases} d_{ex} \left(1 + a_0 (b - d_{ex})^{b_0}\right); & (2a) \\ d_{ex} \left(1 - a_0 (d_{ex} - b)^{b_0}\right). & (2б) \end{cases}$$

Соответствующие формулы для вычисления d_{ex} отличаются от этих тем, что в левой части находится d_{ex} , а в правой части вместо d_{ex} будет b , а выражения в скобках возводятся в степень минус один (то есть будут в знаменателе дроби, выглядящей как b /скобка).

Также из РЗ (1а) и (1б) можно получить альтернативные формулы для приближённого вычисления размера шестерни b или d_{ex} , если выразить разность этих размеров из правых частей формул (1а) и (1б):

$$b - d_{ex} = \left(\frac{b/d_{ex} - 1}{a_0} \right)^{1/b_0}; \quad (3a)$$

$$d_{ex} - b = \left(\frac{1 - b/d_{ex}}{a_0} \right)^{1/b_0}. \quad (3б)$$

Затем из этих формул легко получить выражения для приближённого вычисления размеров b или d_{ex} .

Вместо вычисления самих размеров шестерни МН с помощью формул (2а) и (2б), можно вычислить их отношение b/d_{ex} , беря какой-либо из размеров как постоянный или заданный параметр. Например, если задать величину ширины шестерни b , то из этих формул получим:

$$b/d_{ex} = \begin{cases} 1 + a_0 \left(b \left(1 - (b/d_{ex})^{-1} \right) \right)^{b_0}; & (4a) \\ 1 - a_0 \left(b \left((b/d_{ex})^{-1} - 1 \right) \right)^{b_0}. & (4б) \end{cases}$$

Если же задать наружный диаметр шестерни d_{ex} , то из формул (2а) и (2б) получим:

$$b/d_{ex} = \begin{cases} 1 + a_0 \left(d_{ex} \left((b/d_{ex}) - 1 \right) \right)^{b_0}; & (5a) \\ 1 - a_0 \left(d_{ex} \left(1 - (b/d_{ex}) \right) \right)^{b_0}. & (5б) \end{cases}$$

Формулы для расчёта отношения b/d_{ex} можно получить и из формул (3а) и (3б), делая один из размеров параметром.

Сходимость процесса последовательных приближений при использовании формул (2б – 5б) исследована на персональном компьютере на примере МН автомобильных карбюраторных двигателей ВАЗ, для которого $b \approx 30$ и $d_{ex} \approx 34$ мм [3] и также $a_0 = 0,0284$; $b_0 = 0,96$ [1], а при использовании формул (2а – 5а) – на примере МН

карбюраторного двигателю ЗМЗ- 24Д, для якого $b \approx 35$ і $d_{ex} \approx 32,4$ мм [4] і також $a_0 = 0,032$; $b_0 = 0,95$ [1]. В процесі розрахунок розмірів шестерён цих МН і їх відношення була оцінена цілесобразна точність ітерацій Δ , то єсть така різниця значень іскомої величини в двох послідовних кроках, при досягненні котрої ця величина вважається знайденою з вибраною точністю (абсолютною погрешністю). Влияние Δ на кількість кроків вичислень і знайдені значення іскомых величин показано в таблиці 1, де раціональні значення точності ітерацій підкріплені. Єдиница вимірювання розмірів шестерён і точності Δ при їх вичисленні – міліметр.

Таблиця 1 - Кількість кроків вичислень розмірів шестерён МН автомобільних двигателю ВАЗ і ЗМЗ-24Д (і відношення цих розмірів) при різній точності ітерацій

Точність ітерацій Δ	Іскомый розмір (мм) или показател			
	Обозначение	Формула	Найденная величина	Колічество кроків
0,01	b	(26)	33,393	44
0,005	то же	то же	33,561	92
<u>0,001</u>	-«-	-«-	33,572	108
0,0005	-«-	-«-	33,581	147
0,0001	-«-	-«-	33,582	164
0,01	d_{ex}	Из (26)	30,125	31
0,005	то же	то же	30,079	38
0,001	-«-	-«-	30,036	58
<u>0,0005</u>	-«-	-«-	30,028	69
0,0001	-«-	-«-	30,021	102
0,00005	-«-	-«-	30,020	117
0,001	b/d_{ex}	(56)	0,9723	25
0,0005	то же	то же	0,9789	35
0,0001	-«-	-«-	0,9856	65
<u>0,00005</u>	-«-	-«-	0,9866	80
0,00001	-«-	-«-	0,9875	117
0,000005	-«-	-«-	0,9876	134
0,0001	b/d_{ex}	(46)	0,9980	43
<u>0,00005</u>	то же	то же	0,9986	52
0,00001	-«-	-«-	0,9992	79
0,000005	-«-	-«-	0,9993	92

Продолжение таблицы 1

Точность итераций Δ	Искомый размер (мм) или показатель			
	Обозначение	Формула	Найденная величина	Количество шагов
0,01	b	(2а)	34,639	20
0,005	то же	то же	34,550	33
0,001	««	««	34,478	64
<u>0,0005</u>	««	««	34,469	77
0,0001	««	««	34,462	108
0,00005	««	««	34,461	121
0,01	d_{ex}	Из (2а)	32,556	10
0,005	то же	то же	32,594	16
0,001	««	««	32,622	29
<u>0,0005</u>	««	««	32,625	35
0,0001	««	««	32,6280	48
0,00005	««	««	32,6283	53
0,0001	b/d_{ex}	(5а)	1,0654	41
<u>0,00005</u>	то же	то же	1,0645	54
0,00001	««	««	1,0638	86
0,000005	««	««	1,0637	99
0,0001	b/d_{ex}	(4а)	1,0734	19
<u>0,00005</u>	то же	то же	1,0731	24
0,00001	««	««	1,07275	38
0,000005	««	««	1,0727	43

Как видно в табл. 1, задавать величину Δ меньше 0,001 мм при расчёте b по формуле (2б) нет смысла, а при снижении Δ до 0,0001 мм результат стабилизируется на значении, довольно близком к $d_{ex} = 34$ мм – параметру расчёта. Процесс вычисления d_{ex} по формуле, вытекающей из (2б), идёт немного быстрее, а результат стабилизируется при снижении Δ до 0,0001 мм на значении, весьма близком к $b = 30$ мм – параметру расчёта, и достаточно принять $\Delta = 0,0005$ мм. Вычисление отношения b/d_{ex} по формуле (5б) при параметре $d_{ex} = 34$ мм стабилизируется на результате 0,9876 при $\Delta = 5 \cdot 10^{-6}$; брать $\Delta < 0,00001$ нерационально, и для этого случая можно принять $\Delta = 5 \cdot 10^{-5}$. Вычисление b/d_{ex} по формуле (4б) при параметре $b = 30$ мм стабилизируется на результате около 0,9993 при $\Delta = 5 \cdot 10^{-6}$, и можно здесь тоже принять $\Delta = 5 \cdot 10^{-5}$. В целом, вычисления по рассмотренным четырём формулам сходятся к результату довольно медленно – в течение 52...108 шагов до достижения требуемой точности.

Также в табл. 1 видно, что для тех же искомым размерам и показателей сходимость вычислений с помощью формул (2а – 5а) при

$b > d_{ex}$ более быстрая, чем при $b < d_{ex}$ для формул (2б – 5б), но сделанный в последнем случае выбор величин точности Δ не требует корректировки.

Что касается степени близости полученных значений искомых размеров шестерён и отношения b/d_{ex} к фактическим для МН двигателей ВАЗ и ЗМЗ-24Д, то она выше для второго насоса. Для шестерён последнего относительная погрешность (ОП) предсказания размеров b и d_{ex} с помощью формулы (2а) близка, соответственно, к $-0,018$ и $+0,0085$, а отношения b/d_{ex} с помощью формул (5а) и (4а) – к $-0,019$ и $-0,011$. Для второй пары этих формул, итерации быстрее сходятся и результат точнее для формулы (4а).

Для МН ВАЗ соответствующие значения ОП гораздо выше: $+19\%$ для b , -16% для d_{ex} и не менее $+11\%$ для отношения b/d_{ex} . Поэтому, несмотря на хорошую чёткость РЗ (1б) для МН АДIZ с $b < d_{ex}$ [1], этого оказалось недостаточно для корректного определения одного из размеров шестерён и их отношения с помощью формул (2б – 5б) – по крайней мере, для МН ВАЗ.

Рассмотрим далее сходимость итераций при использовании формул (3а) и (3б) для тех же двух МН (см. табл. 2). Как видно из табл. 2, формула (3а) оказалась непригодной для вычисления размеров шестерён МН ЗМЗ-24Д и их отношения. Формула (3б) позволяет вычислить наружный диаметр d_{ex} шестерён МН ВАЗ при известной их ширине b , а также отношение этих размеров. Однако вычислить b или b/d_{ex} при известном d_{ex} по формуле (3б) нельзя. ОП результатов вычисления d_{ex} и b/d_{ex} при этом составляет $+13\%$ и -13% соответственно, то есть отношение b/d_{ex} занижено именно потому, что d_{ex} завышен. Если сопоставить эти значения ОП с выше указанными для тех же переменных (d_{ex} и b/d_{ex}) у МН ВАЗ, то оказывается, что в этих случаях целесообразно вычислять d_{ex} и b/d_{ex} обоими способами (с помощью формул (2б) и (3б), (5б) и (3б), соответственно) и брать полусуммы пар получаемых результатов. Тогда ОП таких полусумм составит $-1,5\%$ и для d_{ex} , и для b/d_{ex} . Такой же эффект может наблюдаться и для других МН АДIZ с $b < d_{ex}$, что в дальнейшем целесообразно проверить.

Таблиця 2 - Параметри сходимости итераций при использовании формул (3а) и (3б) для расчёта размеров шестерён тех же МН и отношения этих размеров

Точность итераций Δ	Искомый размер (мм) или показатель			
	Обозначение	Формула	Найденная величина	Количество шагов
0,001	b	Из (3б)	Неогранич. убывает	∞
<u>0,001</u>	d_{ex}	Из (3б)	38,322	38
0,0005	то же	то же	38,325	42
0,0001	-«-	-«-	38,326	49
0,012 и выше	b/d_{ex}	Из (3б), задан d_{ex}	0,8707	1
0,001	то же	то же	Неогранич. убывает	∞
0,001	b/d_{ex}	Из (3б), задана b	0,7868	19
0,0005	то же	то же	0,7850	22
<u>0,0001</u>	-«-	-«-	0,7832	30
0,00005	-«-	-«-	0,7829	34
0,00001	-«-	-«-	0,78278	42
0,000005	-«-	-«-	0,78277	45
0,001	b	Из (3а)	Неогранич. растёт	∞
0,001	d_{ex}	Из (3а)	Не опред. (степень отриц. числа)	до 22
0,012 и выше	b/d_{ex}	Из (3а), задан d_{ex}	1,0812	1
0,001	то же	то же	Неогранич. растёт	∞
0,012 и выше	b/d_{ex}	Из (3а), задана b	1,0813	1
0,001	то же	то же	Не опред. (степень отриц. числа)	до 22

Формулы (2а) и (2б) можно упростить следующим образом. Вместо b в них можно выразить разность размеров шестерни ($b-d_{ex}$) и затем правую часть умножить и разделить на эту разность, вследствие чего из показателя степени b_0 вычитается единица:

$$b - d_{\text{ex}} = \begin{cases} a_0 d_{\text{ex}} (b - d_{\text{ex}})(b - d_{\text{ex}})^{b_0 - 1}; \\ a_0 d_{\text{ex}} (b - d_{\text{ex}})(d_{\text{ex}} - b)^{b_0 - 1}. \end{cases}$$

Предполагая $b \neq d_{\text{ex}}$, можно сократить обе части на эту разность размеров и затем выразить оба размера шестерни МН через парные им:

$$d_{\text{ex}} = \begin{cases} a_0^{-1} (b - d_{\text{ex}})^{1 - b_0}; & (6a) \\ a_0^{-1} (d_{\text{ex}} - b)^{1 - b_0}; & (6б) \end{cases}$$

$$b = \begin{cases} d_{\text{ex}} + (a_0 d_{\text{ex}})^{1/(1 - b_0)}; & (7a) \\ d_{\text{ex}} - (a_0 d_{\text{ex}})^{1/(1 - b_0)}. & (7б) \end{cases}$$

Как видно, если наружный диаметр шестерни нужно вычислять по-прежнему методом итераций (задав значение b), то её ширину уже можно найти непосредственно, задав значение d_{ex} .

Если разделить обе части формул (7а, 7б) на те же части формул (6а, 6б), то получатся соответствующие формулы для расчёта отношения размеров шестерён b/d_{ex} методом итераций:

$$b/d_{\text{ex}} = \begin{cases} a_0 d_{\text{ex}}^{b_0} \left(1 + d_{\text{ex}}^{-1} (a_0 d_{\text{ex}})^{1/(1 - b_0)}\right) \left((b/d_{\text{ex}}) - 1\right)^{b_0 - 1}; & (8a) \\ a_0 d_{\text{ex}}^{b_0} \left(1 - d_{\text{ex}}^{-1} (a_0 d_{\text{ex}})^{1/(1 - b_0)}\right) \left(1 - (b/d_{\text{ex}})\right)^{b_0 - 1}, & (8б) \end{cases}$$

в которых параметром расчёта является наружный диаметр d_{ex} . Если же задать ширину шестерни b , то формулы для вычисления b/d_{ex} упрощаются:

$$b/d_{\text{ex}} = \begin{cases} a_0 b^{b_0} \left(1 - (b/d_{\text{ex}})^{-1}\right)^{b_0 - 1}; & (9a) \\ a_0 b^{b_0} \left((b/d_{\text{ex}})^{-1} - 1\right)^{b_0 - 1}. & (9б) \end{cases}$$

В табл. 3 приведены результаты расчёта размеров шестерён, образующих пары параметр – результат, и их отношения с помощью этих формул для МН ряда автотракторных двигателей. Сопоставим приведенные там значения ОП размеров шестерён МН АДЗ и их отношения с ранее полученными.

При расчёте ширины шестерни b , когда задан её наружный диаметр d_{ex} : формула (7б) дала более точный результат (хотя не слишком точный), чем формула (2б), и, в отличие от последней, за один шаг вычисления; формулами (7а) и (2а) «выданы» примерно равноточные результаты, но первая из них не требовала итераций. При расчёте наружного диаметра d_{ex} , когда задана ширина шестерни b , формулами (6б) и (3б) выданы примерно равноточные результаты, но первая из них

обеспечила более быструю сходимость итераций; то же можно сказать и о формулах (6а) и (3а). Поэтому вместо формул (2а, 2б, 3б) лучше пользоваться формулами (6а – 7б).

Таблица 3 - Результаты вычислений размеров шестерён МН и их отношения с помощью формул (6а – 9б)

Двигатель	АДИЗ		Тракторный дизель	
	ВАЗ*	ЗМЗ-24Д	Д-120	ЯМЗ-236Д
Формула	(6б)	(6а)	(6б)	(6а)
Параметр b , мм	30	35	12	55
Результат d_{ex} , мм	38,3266	32,6287	36,15	38,61
ОП результата	+0,129	+0,0086	-0,060	-0,102
Колич. шагов	8 или 9	23	7 или 8	8 или 9
ОП отношения b/d_{ex}	-0,113	-0,0114	+0,064	+0,114
Формула	(7б)	(7а)	(7б)	(7а)
Параметр d_{ex} , мм	34,0	32,4	38,45	43,0
Результат b , мм	33,555	34,348	21,656	51,70
ОП результата	+0,119	-0,0214	0,805	-0,060
ОП отношения b/d_{ex}	+0,118	-0,0214	0,805	-0,060
Формула	(8б)	(8а)	(8б)	(8а)
Параметр d_{ex} , мм	34,0	32,4	38,45	43,0
Результат b/d_{ex}	0,91347	1,0636	0,5632	1,220
ОП результата	+0,035	-0,020	+0,80	-0,046
Колич. шагов	11	32	7 или 8	27
Формула	(9б)	(9а)	(9б)	(9а)
Параметр b , мм	30	35	12	55
Результат b/d_{ex}	0,78275	1,07267	0,3320	1,4245
ОП результата	-0,113	-0,0114	+0,064	+0,114
Колич. шагов	7	23	6 или 7	11 или 12

* Рабочий объём 1,2...1,7 л.

При расчёте отношения размеров шестерни b/d_{ex} , когда задан её наружный диаметр d_{ex} : формула (8б) дала более точный результат, чем формула (5б), за меньшее количество шагов вычисления; формулами (8а) и (5а) «выданы» примерно равноточные результаты, причём первой из них – при меньшем количестве шагов вычисления, но с помощью формулы (4а) более точный результат получен ещё быстрее. Таким образом, для МН ВАЗ отношение b/d_{ex} лучше вычислять по формуле

(8б), а для МН ЗМЗ-24Д – по формуле (4а). В табл. 3 приведенные также значения b/d_{ex} , полученные делением соответствующих значений размеров в парах параметр – результат: ОП этих значений b/d_{ex} примерно такие же, как и полученных ранее, но при более быстрой сходимости итераций при расчёте d_{ex} (и, следовательно, отношения b/d_{ex}) с помощью формул (6а, 6б). Что касается формул (9а, 9б), то полученным с их помощью значениям b/d_{ex} свойственны такие же значения ОП, как и значениям отношения b/d_{ex} , полученным после расчёта диаметра d_{ex} по (6а, 6б), поэтому целесообразнее использовать последние вместо формул (9а, 9б).

Благодаря большему удобству использования формул (6а – 9б) по отношению к предыдущим, с их помощью найдены приведенные в табл. 3 значения размеров шестерён и их отношения для МН двух тракторных дизелей, характеризуемых РЗ (1а, 1б) с числовыми параметрами $a_0 = \pm 0,0161$ и $b_0 = 1,17$. Хотя для МН 2-цилиндрового дизеля Д-120 весьма грубо предсказана ширина шестерни b при заданном её наружном диаметре, для остальных трёх пар параметр – результат величины ОП результатов можно считать приемлемыми. Величина ОП значений отношения b/d_{ex} для всех рассмотренных пар параметр – результат близка к ОП вычисленного в них размера шестерни, но при расчёте d_{ex} имеет обратный знак. Для МН дизеля Д-120 применение формулы (8б) не улучшило точности вычисления отношения b/d_{ex} по сравнению с более простым его расчётом при помощи формулы (7б), когда задан d_{ex} . Для МН 6-цилиндрового дизеля ЯМЗ-236Д формула (8а) позволила улучшить точность расчёта отношения b/d_{ex} по сравнению с применением для этого формулы (7а), но за счёт 27-кратного удлинения вычислений.

Отметим, что если в исходную РЗ (1а, 1б) подставить фактические размеры шестерён МН этих дизелей, то их отношение b/d_{ex} можно вычислить с ОП около $-0,18$ (для Д-120) и $+0,012$ (для ЯМЗ-236Д). По-видимому, для МН дизеля Д-120 причиной низкой точности расчёта ширины шестерни b и отношения b/d_{ex} с помощью формул (7б) и (8б) служит повышенное отклонение положения точки в координатах b/d_{ex} и $(b-d_{ex})$, характеризующей этот МН, от линии РЗ (1б).

В отличие от РЗ (1а) и (1б), для МН дизелей при $b < 1,1d_{ex}$ получена линейная РЗ b/d_{ex} от $(b-d_{ex})$, где $a_0 = 0,020$ и $b_0 = 1,0$ [1]. Она позволяет выразить один из размеров шестерни МН через другой в явном виде. Для этого вначале умножим обе части (1а) при $b_0 = 1$ на d_{ex} :

$$b = d_{ex} + a_0 d_{ex} (b - d_{ex}). \quad (10)$$

Здесь сразу видно, что решением этого уравнения, не зависящим

от a_0 , является $b = d_{ex}$; его можно назвать «тривиальным», то есть очевидным [5]. Если выразить из (10) ширину шестерни b , то получится

$$b(1 - a_0 d_{ex}) = d_{ex}(1 - a_0 d_{ex}) \text{ или } b = d_{ex}. \quad (11)$$

Но при особом значении наружного диаметра $d_{ex} = 1/a_0 = d_{ex}^*$, равном 50 мм для совокупности исследованных МН дизелей, разности в скобках в (11) обращаются в нуль, и тут, казалось бы, можно допустить неравенство двух размеров шестерни? Пусть $b = 2d_{ex}^*$ и $d_{ex} = d_{ex}^*$; тогда при допущении, что отношение двух выражений $(1 - a_0/a_0)$, как одинаковых бесконечно малых, стремится к единице, подстановка в (11) даст ложное утверждение $2d_{ex}^* = d_{ex}^*$ или $2 = 1$.

Немного иначе обстоит дело, если из (10) выразить наружный диаметр шестерни МН d_{ex} : получится квадратное уравнение

$$a_0 d_{ex}^2 - (1 + a_0 b) d_{ex} + b = 0, \quad (12)$$

в общем случае имеющее два решения или корня:

$$d_{ex} = \left(1 + a_0 b \pm \sqrt{(1 + a_0 b)^2 - 4a_0 b}\right) / (2a_0) = (1 + a_0 b \pm (1 - a_0 b)) / (2a_0), \quad (13)$$

условием реалистичности или осуществимости которых является $d_{ex} > 0$. Заменяя двойной знак \pm в (13) знаками плюс и минус, получим:

$$d_{ex} = \begin{cases} \frac{1 + a_0 b + 1 - a_0 b}{2a_0} = 1/a_0 = d_{ex}^*; & (14a) \\ \frac{1 + a_0 b - 1 + a_0 b}{2a_0} = b, & (14б) \end{cases}$$

то есть либо особое значение диаметра, либо тривиальное решение. (Далее буквы «а» и «б» в номерах формул могут указывать на варианты решений, обусловленные использованием различных знаков вместо двойного \pm .)

Таким образом, видна непригодность линейной РЗ отношения b/d_{ex} от разности этих размеров шестерни МН для отыскания произвольного сочетания последних (среди которых один размер должен быть известным), удовлетворяющего уравнению (10). При произвольной ширине шестерни b должно выполняться условие (14а), и тогда, согласно (10),

$$b = 1/a_0 + 1 \cdot b - 1/a_0 = b,$$

а погрешность особого значения диаметра d_{ex}^* относительно фактического (в выбранном прототипе МН) может быть велика.

Отношение b/d_{ex} при $b_0 = 1$ можно выразить из (1а) при параметре либо b , либо d_{ex} , используя формулы (4а) и (4б):

$$b/d_{ex} = \begin{cases} 1 + a_0 b (1 - (b/d_{ex})^{-1}) & \text{из (4а);} \\ 1 + a_0 d_{ex} ((b/d_{ex}) - 1) & \text{из (4б).} \end{cases} \quad (15а)$$

$$(15б)$$

Из последнего уравнения получается тривиальное решение:

$$b/d_{ex} = \frac{1 - a_0 d_{ex}}{1 - a_0 d_{ex}} = 1.$$

Из (15а) получается квадратное уравнение

$$(b/d_{ex})^2 - (1 + a_0 b)(b/d_{ex}) + a_0 b = 0, \quad (16а)$$

решениями которого являются два значения отношения b/d_{ex} :

$$b/d_{ex} = \frac{1 + a_0 b \pm (1 - a_0 b)}{2} = \begin{cases} 1 \\ a_0 b \end{cases}, \quad (16б)$$

причём из нижнего варианта $b/d_{ex} = a_0 b$ получается $d_{ex} = 1/a_0 = d_{ex}^*$, как в (14а).

Для МН различных дизелей при $b \geq d_{ex}$ получена квадратичная РЗ отношения b/d_{ex} от разности этих размеров, имеющая общий вид

$$b/d_{ex} = 1,0 + a_0(b - d_{ex}) + a_1(b - d_{ex})^2. \quad (17)$$

где числовые параметры $a_0 = 0,020$ 1/мм и $a_1 = -0,00035$ мм⁻² [1]. Она позволяет явно выразить один из размеров шестерни через другой. Умножая обе части (17) на d_{ex} , получим после преобразований

$$b - d_{ex} = d_{ex}(b - d_{ex})(a_0 + a_1(b - d_{ex})); \quad 1/d_{ex} = a_0 + a_1(b - d_{ex}),$$

откуда ширина шестерни b (при параметре d_{ex}) выражается непосредственно:

$$b = (1/d_{ex} - a_0 + a_1(b - d_{ex}))/a_1 = d_{ex} + (1/d_{ex} - a_0)/a_1, \quad (18)$$

а наружный её диаметр d_{ex} (при параметре b) – из квадратного уравнения:

$$a_1 d_{ex}^2 - (a_0 + a_1 b) d_{ex} + 1 = 0, \quad (19)$$

похожего на уравнение (12) и имеющего два решения:

$$d_{ex} = \left(a_0 + a_1 b \pm \sqrt{(a_0 + a_1 b)^2 - 4a_1} \right) / (2a_1). \quad (20a)$$

Если здесь использовать минус (вместо \pm), то вычисление диаметра можно выполнить точнее, умножив и разделив правую часть (20a) на сумму $a_0 + a_1 b + \sqrt{(a_0 + a_1 b)^2 - 4a_1}$ и затем упростив числитель:

$$d_{ex} = 2 \left(a_0 + a_1 b + \sqrt{(a_0 + a_1 b)^2 - 4a_1} \right)^{-1}. \quad (20б)$$

Если коэффициент $a_1 \rightarrow 0$, то сумма $a_0 + ba_1 \approx a_0$, ширина b , согласно (18), неограниченно растёт по величине, а наружный диаметр шестерни d_{ex} стремится к предельным значениям $d_{ex}^{***} = a_0/a_1$ (при знаке плюс перед корнем в (20a)) или $1/a_0$ (при использовании (20б)). Из (18) при этом следует, что в этих случаях ширина шестерни равна $b^{**} = 1/a_0 = d_{ex}^*$.

Значения размеров шестерни МН, полученные с помощью (18) и (20a, 20б), имеют смысл, если они положительные. Так как размеры b и d_{ex} , задаваемые как параметры, положительны, а для исследованной совокупности МН дизелей $a_0 = 0,02 > 0$, то знаки b и d_{ex} , согласно формулам (18) и (20a, 20б), зависят от знака коэффициента a_1 и величины упомянутых параметров, то есть известных размеров. Далее величина a_1 предполагается малой, например, меньшей, чем a_0^2 .

Пусть $a_1 < 0$, как предложено для РЗ (17) в работе [1]. Тогда, чтобы получить положительное значение b по (18), нужно выполнить условие или неравенство

$$a_1 d_{ex} + 1/d_{ex} - a_0 < 0, \quad (21a)$$

которое приводится к квадратному

$$a_1 d_{\text{ex}}^2 - a_0 d_{\text{ex}} + 1 < 0. \quad (21б)$$

Решения или корни его левой части:

$$d_{\text{ex}}^{***} = \left(a_0 \pm \sqrt{a_0^2 - 4a_1} \right) / (2a_1), \quad (22а)$$

причём при использовании минуса перед корнем, как и для формулы (20а), здесь целесообразно преобразование к виду

$$d_{\text{ex}}^{***} = 2 \left(a_0 + \sqrt{a_0^2 - 4a_1} \right)^{-1}. \quad (22б)$$

Так как предполагается малость a_1 , то корень в скобках (22а) существует. Если предположить малость и наружного диаметра шестерни ($d_{\text{ex}} \rightarrow 0$), то (21б) приводится к ложному утверждению $1 < 0$; в то же время, очень большое значение d_{ex} , скорее всего, тоже не удовлетворит неравенству (21б). Так как при $a_1 < 0$ величина корня в (22а) больше a_0 , то положительное граничное значение наружного диаметра d_{ex}^{***} можно получить, если в этой формуле использовать знак минус, то есть воспользоваться формулой (22б). Рассмотрим два числовых примера.

Пусть $a_0 = 0,02$ и $a_1 = -10^{-4}$, тогда, согласно (22б),

$$d_{\text{ex}}^{***} = 2 \left(0,02 + \sqrt{0,0004 + 0,0004} \right)^{-1} = 41,42 \text{ мм};$$

если теперь принять $d_{\text{ex}} = 50 \text{ мм} > d_{\text{ex}}^{***}$, то, согласно (18), ширина шестерни

$$b = 50 + (1/50 - 0,02) / (-10^{-4}) = 50 \text{ мм}.$$

Но если принять $d_{\text{ex}} = 40 \text{ мм} < d_{\text{ex}}^{***}$, то

$$b = 40 + (1/40 - 0,02) / (-10^{-4}) = -10 \text{ мм},$$

что невыполнимо. Поэтому при $a_1 < 0$, вычисляя b , нужно задавать наружный диаметр шестерни $d_{\text{ex}} > d_{\text{ex}}^{***}$.

При $a_1 < 0$ корень в скобках (20а) существует, а его величина больше, чем $a_0 + ba_1$ (в частном случае $a_0 + ba_1 = 2\sqrt{-a_1}$ она равна этой сумме), поэтому $d_{\text{ex}} > 0$, если в (20а) использовать минус, то есть воспользоваться формулой (20б). В пределе при $b \rightarrow 0$ формула (20а) переходит в (22а).

Теперь рассмотрим случай, когда $a_1 > 0$. Тогда условию $b > 0$ в

(18) отвечает неравенство

$$a_1 d_{\text{ex}} + 1/d_{\text{ex}} - a_0 > 0, \quad (23a)$$

которое приводится к квадратному

$$a_1 d_{\text{ex}}^2 - a_0 d_{\text{ex}} + 1 > 0, \quad (23б)$$

где решения или корни левой части – согласно (22а). Здесь видно, что при $d_{\text{ex}} \rightarrow 0$ получается верное утверждение $1 > 0$. Оба возможных значения d_{ex}^{***} положительны. В частном случае $a_0 = 0,02$ и $a_1 = 10^{-4}$ оба решения левой части (23б) совпадают:

$$d_{\text{ex}}^{***} = 2 \cdot 0,02 / 10^{-4} = 100 \text{ мм},$$

поэтому в качестве другого примера примем $a_1 = 10^{-5}$:

$$d_{\text{ex}}^{***} = \begin{cases} 10^4 (0,02 + \sqrt{0,0004 - 0,00004}) / 2 \approx 1949 \text{ мм}; \\ 2(0,02 + \sqrt{0,0004 - 0,00004})^{-1} = 51,32 \text{ мм}. \end{cases}$$

Неравенство (23а) здесь выполняется, если $0 < d_{\text{ex}} < 51,32$ мм или $d_{\text{ex}} > 1949$ мм, но практический смысл есть лишь у первого из этих условий. Поэтому при $a_1 > 0$ можно получить $b > 0$, согласно (18), если $0 < d_{\text{ex}} < d_{\text{ex}}^{***}$, где граничное значение наружного диаметра определяется по формуле (22б).

Рассмотрим теперь условие положительности значений d_{ex} , вычисляемых с помощью формулы (20а), при $a_1 > 0$. В этом случае корень в скобках (20а) по величине меньше суммы $a_0 + ba_1$, и потому оба возможных решения уравнения (19) положительны. По-видимому, при малости a_1 использование плюса в (20а) может дать слишком большое значение наружного диаметра, так что более практичным может стать другое решение (19), полученное при использовании минуса в (20а), то есть с помощью (20б).

Вопрос о выборе рациональной малой величины коэффициента a_1 , когда расчёт размеров шестерён МН основан на использовании РЗ (17) (в предположении, что последняя справедлива), можно решить посредством проведения «вычислительного» эксперимента. Он состоит в том, что при $a_0 = 0,02$ и ряде малых значений a_1 вычисляется ширина b по (18), когда задаётся наружный диаметр d_{ex} как параметр, и затем вычисляется последний, когда задана ширина b тоже как параметр. Затем строятся графики кривых, изображающих

математические зависимости одного размера от другого, и с этими кривыми сопоставляется расположение точек, соответствующих фактическим сочетаниям размеров b и d_{ex} . Приемлемые значения a_1 – такие, для которых построенные кривые на этих графиках пройдут около наибольшего количества упомянутых точек.

На рис. 1 показаны графики математических зависимостей b от d_{ex} и d_{ex} от b для $a_1 = 10^{-6} \dots 0,0005$ (для 1-й зависимости) и $10^{-5} \dots 0,0003$ (для второй), построенные в логарифмических координатах. На первом графике (рис. 1,а) видно, что при расчёте ширины шестерни b по (18) не следует принимать $a_1 < 10^{-4}$, так как это ведёт к отрицательности b при $d_{ex} > 50 \dots 80$ мм (тем меньшем, чем ниже a_1) и слишком большим, непрактичным значениям b при $d_{ex} < 50$ мм. Наиболее плавна зависимость b от d_{ex} при $a_1 = (3 \dots 5)10^{-4}$.

На втором графике (рис. 1,б) видно, что величина наружного диаметра шестерни d_{ex} по b определяется двузначно, когда $b > (2\sqrt{a_1} - a_0)/a_1$, и не может быть определена, когда b меньше этой дроби. Чем ниже a_1 , тем ближе меньшее значение d_{ex} к $1/a_0 = 50$ мм и выше большее значение d_{ex} ; последнее непрактично велико при $a_1 < 10^{-4}$. Чем выше a_1 , тем правее вдоль шкалы b сдвигается кривая зависимости d_{ex} от b , не позволяя получить результат левее, в том числе – в практически важной области. Поэтому, видимо, при расчёте d_{ex} с помощью формул (20а, 20б) следует принимать $a_1 = (1 \dots 1,5)10^{-4}$, если ширина шестерни МН $b \leq 40$ мм, и $a_1 = (1,5 \dots 3)10^{-4}$, если $b = 40 \dots 60$ мм; более широкие шестерни в исследованных МН автотракторных дизелей не применяются. Однако далее эти интервалы a_1 скорректированы с учётом фактических сочетаний размеров шестерён МН дизелей.

На рис. 2 показана увеличенная левая нижняя часть рис. 1,б, где также нанесены: прямые $b = d_{ex}$ и $d_{ex} = 50$ мм; кривая для $a_1 = (-4 \dots -3)10^{-4}$ (что в среднем свойственно совокупности исследованных МН дизелей при $b > d_{ex}$ [1]) и точки, соответствующие реальным сочетаниям размеров шестерён для большинства исследованных МН дизелей. Подсчёт количества этих точек, попавших в различные угловые зоны между изображёнными кривыми (пересёкшимися при $b = d_{ex} = 50$ мм), дал следующие результаты.

При $b < 50$ мм наиболее «заселены» точками такие угловые зоны: между прямой $b = d_{ex}$ и кривой для $a_1 = (-4 \dots -3)10^{-4}$; между последней кривой и прямой $d_{ex} = 50$ мм. Менее «заселены» две зоны, прилегающие к кривой для $a_1 = 5 \cdot 10^{-5}$. Поэтому для МН с $b < 50$ мм целесообразно вычислять d_{ex} с помощью (20а, 20б), принимая $a_1 < 0$, но не ниже $(-4 \dots -3)10^{-4}$, или принимая $a_1 = 5 \cdot 10^{-5}$ (только для нижней ветви зависимости, когда в (20а) используется минус).

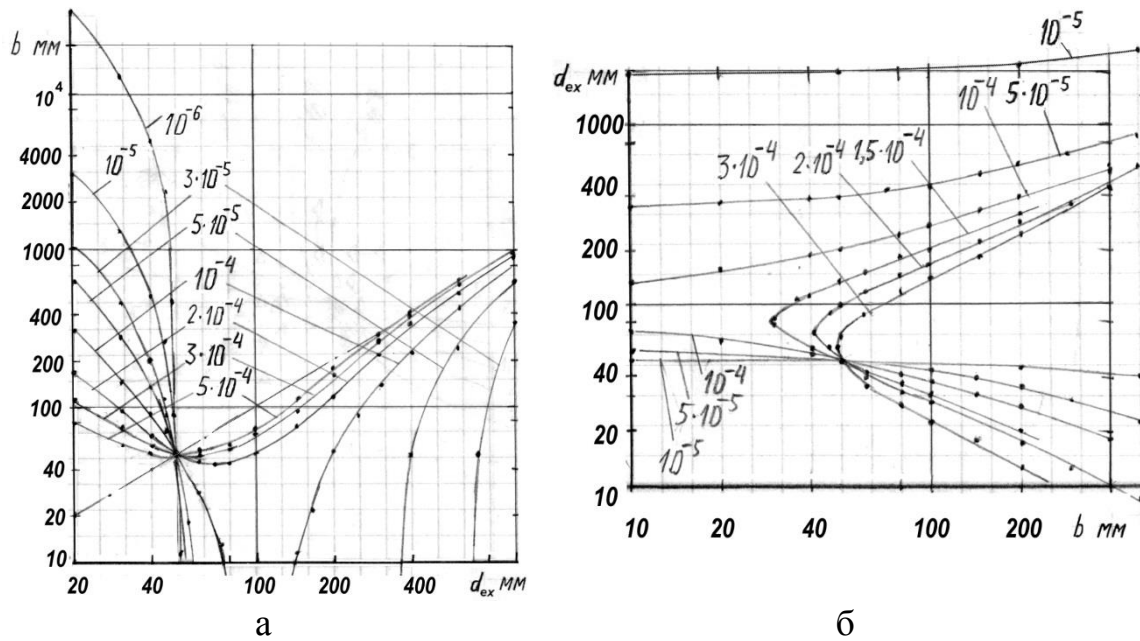


Рис. 1. Графики зависимостей между размерами шестерён МН при $a_0 = 0,02$ и различных значениях коэффициента a_1 в (17): а – b от d_{ex} ; б – d_{ex} от b .

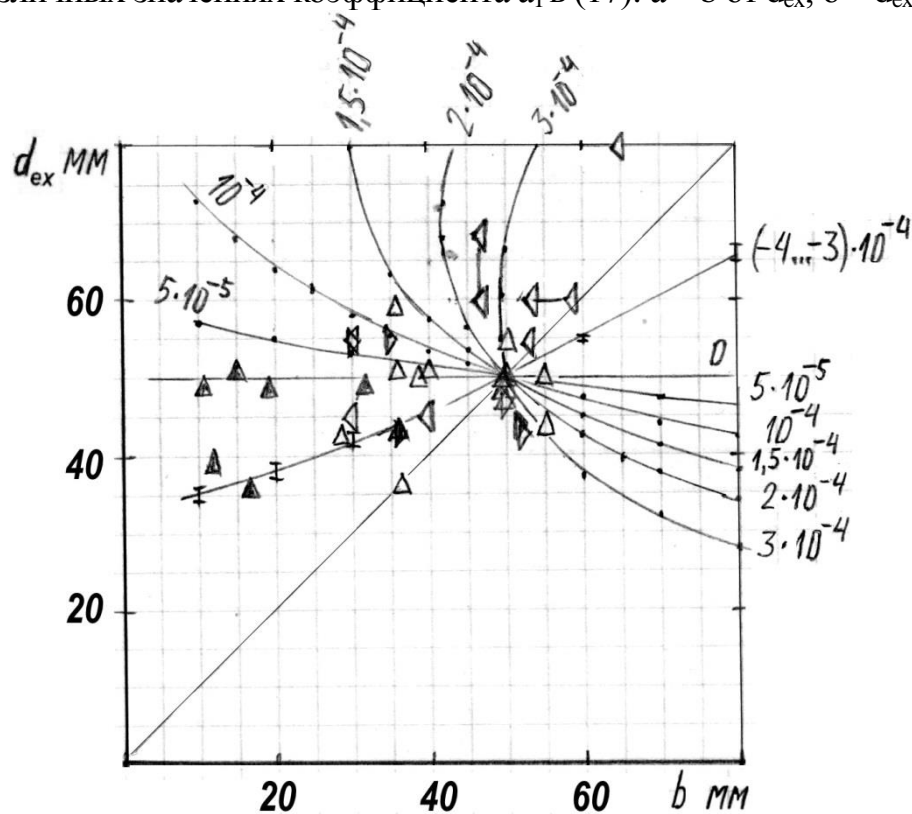


Рис. 2. Увеличенный фрагмент графика рис. 1, б и фактические сочетания размеров шестерён МН различных дизелей (\triangleright автотракторных, \triangleleft стационарных и судовых, Δ \blacktriangle тракторных).

Для МН с более широкими шестернями наиболее «заселена» точками угловая зона между прямой $b = d_{ex}$ и кривой для $a_1 = 3 \cdot 10^{-4}$ (верхним участком зависимости, когда в (20а) используется плюс).

Также есть точки и около нижней ветви зависимости для $a_1 = 3 \cdot 10^{-4}$. Поэтому для МН с $b > 50$ мм целесообразно вычислять d_{ex} , принимая a_1 несколько выше 0,0003, например $(4 \dots 5)10^{-4}$, и рассмотреть оба значения наружного диаметра. Наконец, несколько точек расположены при $b = 50$ мм, соответствуя интервалу $d_{ex} = 46 \dots 55$ мм. Для этого случая можно принять оба размера шестерни одинаковыми и близкими к 50 мм.

Если при вычислении d_{ex} известна ширина шестерни b и нужно обосновать значение a_1 для использования формул (20а, 20б), то для существования вычисляемых значений наружного диаметра должно выполняться условие или неравенство

$$(a_0 + a_1 b)^2 - 4a_1 \geq 0. \quad (24)$$

После преобразований, корни соответствующего квадратного уравнения

$$a_1^* = b^{-2} (2 - a_0 b \pm 2\sqrt{1 - a_0 b}). \quad (25)$$

Если $a_1 \rightarrow 0$, то из (24) следует истинное утверждение $a_0^2 \geq 0$. Очень большое положительное значение a_1 также удовлетворяет неравенству (24), так как $(a_1 b)^2 > 4a_1$ при $b > 2/\sqrt{a_1}$ мм. Так как отрицательные значения a_1 заведомо удовлетворяют неравенству (24), то его невыполнение возможно в интервале между двумя положительными значениями a_1^* по (25).

В качестве примера использования формул (18) и (20а, 20б) рассмотрим МН автомобильных 8-цилиндровых дизелей КамАЗ-740.11 и -740.50, размеры шестерён которого (в среднем для опубликованных полей допусков) равны $b = 34,944$ и $d_{ex} = 55,455$ мм [6]. На рис. 2 точка \triangleright с такими координатами находится слева от узловой точки, между кривыми для $a_1 = 5 \cdot 10^{-5}$ и 10^{-4} . Если взять $a_1 = 5 \cdot 10^{-5}$, то для заданной величины d_{ex} расчётная ширина шестерни по (18) равна 16,11 мм – слишком мала; при $a_1 = 8 \cdot 10^{-5}$ получится $b = 30,86$ мм, что на 12% меньше фактического значения, а при $a_1 = 10^{-4}$ получится уже $b = 35,78$ мм – на 2,4% выше фактической.

Граничные значения коэффициента a_1^* , согласно (25), при заданной ширине шестерни b равны $\{1,66763 \cdot 10^{-4}; 1,96433 \cdot 10^{-3}\}$. Принимая $a_1 = 10^{-4}$ – ниже меньшего из этих граничных значений, по формуле (20б) получим меньшее из двух возможных значений наружного диаметра шестерни, равное 55,83 мм и практически совпадающее с фактическим. Если же взять $a_1 = 5 \cdot 10^{-5}$, то получится значение $d_{ex} = 52,26$ мм, которое примерно на 6% меньше фактического. Значит, этот размер менее чувствителен, чем ширина

шестерни, к величине коэффициента a_1 .

Таким образом, при расчёте ширины шестерни рассмотренного МН по формуле (18) следует принять $a_1 = 10^{-4}$, а при вычислении наружного её диаметра по формуле (20б) – выбрать этот коэффициент в интервале $a_1 = (0,8...1,0)10^{-4}$.

Из формулы (18) следует, что коэффициент a_1 можно выразить через размеры шестерни МН:

$$a_1 = (1/d_{ex} - a_0)/(b - d_{ex}). \quad (26)$$

Поэтому, если считать их известными в последнем примере, то получится значение $a_1 \approx 9,6 \cdot 10^{-5} \text{ мм}^{-2}$ – весьма близкое к выше рекомендованным. Хотя этот коэффициент может быть коррелирован с функциями размеров шестерён исследованных МН дизелей, пока не удалось получить РЗ, пригодные для предсказания a_1 , и вместо них можно совместно пользоваться рис. 2 и формулами (18, 20а, 20б). В то же время, формулой (26) и выражением $a_0 = 1/d_{ex}$, вытекающим из (10), нарушается предположение о том, что a_1 и a_0 – это постоянные числовые параметры РЗ.

Выводы. 1. Регрессионные зависимости (РЗ) отношения b/d_{ex} ширины шестерён исследованных МН отечественных АДІЗ к их наружному диаметру от их разности $(b - d_{ex})$, в которых последняя возведена в нецелую степень, близкую к единице, позволяют вычислять методом итераций этот диаметр d_{ex} для известной ширины шестерни b , а также последнюю для известного диаметра. Однако возможность и скорость сходимости итераций к результату существенно зависят от вида применяемого уравнения и того, меньше или больше единицы отношение b/d_{ex} , что показано на примерах для двух МН.

2. Для МН, применявшегося в карбюраторных двигателях ВАЗ ($b/d_{ex} < 1$), процессы итераций, основанные на формулах (2б) и (3б) или (6б), при задании фактической ширины шестерни приводят к значениям наружного диаметра шестерни, полусумма которых весьма близка к его фактическому значению. Для МН двигателя ЗМЗ-24Д ($b/d_{ex} > 1$) процессы итераций, основанные на формулах (2а) и (6а), и расчёт по формуле (7а) приводят к значениям обоих размеров шестерён, достаточно близким к фактическим.

Для двух МН тракторных дизелей (Д-120 и ЯМЗ-236Д) процессы итераций, основанные на формулах (6а) и (6б), приводят к значениям наружного диаметра шестерни, которые выше фактических на 6...11%; вычисленная ширина шестерни МН 2-го дизеля по формуле (7а) на 6% меньше фактической.

3. Линейная РЗ (6) отношения размеров шестерни МН b/d_{ex} от их

разности, характеризующая исследованные МН различных отечественных дизелей при $b/d_{ex} < 1,1$, не позволяет получить сочетания этих размеров, отличные от $b = d_{ex}$, или такие, в которых $d_{ex} \neq 50$ мм. Указанные сочетания можно получить с помощью квадратичной РЗ (17), если выполнены условия положительности значений размеров шестерни для выбранного знака коэффициента a_1 при квадрате разности этих размеров.

4. При расчёте ширины шестерни b для заданного её наружного диаметра d_{ex} с помощью формулы (18) не следует принимать коэффициент $a_1 < 10^{-4}$; математическая зависимость b от d_{ex} наиболее плавная в логарифмических координатах, если $a_1 = (3 \dots 5) \cdot 10^{-4}$.

5. При расчёте наружного диаметра шестерни d_{ex} для заданной её ширины b с помощью формул (20а, 20б) рациональная величина коэффициента a_1 зависит от величины b : при $b < 50$ мм следует принять его значение либо по условию $(-4 \dots -3) \cdot 10^{-4} < a_1 < 0$, либо $a_1 \approx 5 \cdot 10^{-5}$ (во 2-м случае – только для нижней ветви зависимости (20а)); при $b = 50$ мм целесообразно принять $d_{ex} = b$; при $b > 50$ мм следует принять данный коэффициент несколько выше 0,0003 и рассмотреть оба значения d_{ex} по (20а). Для конкретной модели МН эти рекомендации могут быть скорректированы с учётом неодинаковой чувствительности расчётных размеров шестерни к a_1 .

Список использованных источников:

1. Стефановский А. Б. Соотношения между основными размерами шестерён масляных насосов отечественных автотракторных двигателей. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету імені Д. Моторного*. Мелітополь, 2020. Вып. 20, т. 4. С. 156-167.

2. Бронштейн И. Н., Семендяев К. А. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. Москва: ГИТТЛ, 1953. 608 с.

3. Автомобили «Жигули» моделей ВАЗ-2101, -2102, -21011, -21013: Устройство и ремонт / В. А. Вершигора и др. Москва: Транспорт, 1990. 240 с.

4. Автомобиль «Волга» ГАЗ-24. Конструктивные особенности, техническое обслуживание и текущий ремонт / А. И. Гор и др. Москва: Транспорт, 1989. 352 с.

5. Вайсштейн Э. В. Тривиально. *MathWorld*. URL: <https://mathworld.wolfram.com/Trivial.html>. (дата звернення: 11.10.2020).

6. Двигатели КамАЗ 740.11-240, 740.14-300, 740.30-260, 740.50-360, 740.51-320. Руководства по эксплуатации, техническому обслуживанию и ремонту. Набережные Челны, 2002. 248 с.

СВОЙСТВА РЕГРЕССИОННЫХ ЗАВИСИМОСТЕЙ ОТНОШЕНИЯ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ШЕСТЕРЁН МАСЛЯНЫХ НАСОСОВ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ОТ РАЗНОСТИ ЭТИХ РАЗМЕРОВ

Стефановский А. Б., Болтянский О. В.

Аннотация

В статье рассмотрены свойства и особенности регрессионных зависимостей между отношением и разностью основных размеров (ширины и наружного диаметра) шестерён масляных насосов с внешним зацеплением, установленных в системах смазки отечественных автотракторных двигателей. Проанализирован ряд способов вычисления одного из этих размеров с помощью указанных зависимостей, если известен другой размер; приведены числовые примеры. Для квадратичной регрессионной зависимости выявлены особенности расчёта размеров шестерён при различном знаке коэффициента при квадрате разности этих размеров. Даны рекомендации для выбора этого коэффициента с учётом фактических сочетаний размеров шестерён масляных насосов различных дизелей.

Ключевые слова : двигатель, масляный насос, ширина шестерни, наружный диаметр шестерни, зависимость, коэффициент.

ВЛАСТИВОСТІ РЕГРЕСІЙНИХ ЗАЛЕЖНОСТЕЙ ВІДНОШЕННЯ ОСНОВНИХ РОЗМІРІВ ШЕСТЕРЕНЬ МАСЛЯНИХ НАСОСІВ АВТОТРАКТОРНИХ ДВИГУНІВ ВІД РІЗНИЦІ ЦИХ РОЗМІРІВ

Стефановський О. Б., Болтянський О. В.

Анотація

У статті розглянуто властивості і особливості регресійних залежностей між відношенням і різницею основних розмірів (ширини і зовнішнього діаметра) шестерень масляних насосів із зовнішнім зачепленням, встановлених в системах змащення вітчизняних автотракторних двигунів. Проаналізовано ряд способів обчислення одного з цих розмірів за допомогою зазначених залежностей, якщо відомий інший розмір; наведені числові приклади. Для обчислення одного з цих розмірів у шестерень масляних насосів вітчизняних автомобільних двигунів з іскровим запалюванням можна використовувати метод ітерацій, можливість та швидкість досягнення результату яким суттєво залежить від вигляду застосовуваного рівняння та відмінності відношення цих розмірів від одиниці. Встановлена непридатність лінійної і придатність квадратичної регресійної залежності між вище вказаними змінними для розрахунку одного з вказаних розмірів, якщо відомий інший. Для останньої отримано вирази для безпосереднього обчислення цих розмірів, визначено умови отримання їх позитивних значень та виявлено особливості розрахунку розмірів шестерень при різному знаку коефіцієнта при квадраті різниці цих розмірів. Надано рекомендації для вибору величини цього коефіцієнта з урахуванням фактичних сполучень розмірів шестерень масляних насосів різних дизелів, відбитих на графіку залежності зовнішнього діаметра шестерні від її ширини. При ширині шестерні менше 50 мм слід приймати значення цього коефіцієнта, яке за абсолютною величиною, як правило, менше, чим при цієї ширині більше 50 мм. У першому випадку цей коефіцієнт може бути негативним, а у другому повинен бути позитивним, і також треба розглянути два можливих значення зовнішнього

діаметра.

Ключові слова : двигун, масляний насос, ширина шестерні, зовнішній діаметр шестерні, залежність, коефіцієнт.

PROPERTIES OF REGRESSIONS OF THE RATIO OF THE MAIN DIMENSIONS OF GEARS OF OIL PUMPS OF THE AUTOMOTIVE ENGINES AGAINST THE DIFFERENCE OF THESE SIZES

A. Stefanovsky, O. Boltyansky

Summary

The article considers the properties and features of regressions of the ratio against the difference of the main dimensions (width and outer diameter) of gears of oil pumps with external gearing installed in lubrication systems of domestic automotive engines. A number of ways to calculate one of these dimensions using these regressions, if another is known, is analyzed and numerical examples are given. The method of iterations can be used to calculate one of these dimensions for the gears of oil pumps of domestic automobile engines with spark ignition. The possibility and speed of these iterations depends significantly on the type of equation used and the difference between these dimensions. The unsuitability of the linear and the suitability of the quadratic regression of the abovementioned variables are proved for the calculation of one of the specified dimensions, if another is known. For the latter regression, expressions for direct calculation of these dimensions are obtained, the conditions for obtaining their positive values are determined, and peculiarities of calculating the gear dimensions at different sign of the coefficient at the square of their difference are revealed. Recommendations are given for the choice of the value of this coefficient taking into account the actual combinations of the gear dimensions of oil pumps of different diesel engines, reflected in the graph of the dependence of the gear outer diameter on the gear width. If the gear width is less than 50 mm, the absolute value of this coefficient should be taken usually less than when this width exceeds 50 mm. In the first case, this coefficient may be negative, and in the second one, it must be positive and two possible values of the gear outer diameter should be considered.

Key words : engine, oil pump, gear width, gear outer diameter, regression, coefficient.

УДК 621.7.073

DOI: 10.31388/2078-0877-2020-20-4-225-229

ТЕХНОЛОГИЯ СБОРКИ МНОГОМЕСТНОЙ ПРЕСС-ФОРМЫ КОЛЕЦ КРУГЛОГО СЕЧЕНИЯ

Мирненко Ю. П., ст. преп.

ORCID: 0000-0003-4723-3920

Пенев О. В., к.т.н., доцент

ORCID: 0000-0002-5538-1643

Бакарджиев Р. А., к.т.н., доцент

ORCID: 0000-0002-5300-2507

*Таврический государственный агротехнологический университет
имени Дмитрия Моторного*

Тел. (0619)42-13-54

Постановка проблемы. Поставлена задача установить аналитическую зависимость величины смещения полуколец круглого сечения в зависимости от угла перекоса одной из вставок гнезда пресс-формы, а также определить предельное значение угла перекоса путем исследования условий сборки многоместной пресс-формы.

Резиновые технические изделия применяют практически во всех областях народного хозяйства. Для уплотнения подвижных соединений в гидравлических системах тракторов и других сельскохозяйственных машин применяют резиновые кольца круглого сечения, которые изготавливают в многоместных пресс-формах с разъемом гнезд под углом 45° [1]. Такой разъем гнезд обеспечивает хорошее качество поверхностного слоя уплотнительного кольца в зоне контакта его с уплотнительной поверхностью.

Общеизвестно, что качество резиновых колец зависит не только от качества деталей многоместной пресс-формы, но и от качества ее сборки. Зачастую операции запрессовки вставок в плиты не уделяют должного внимания. В результате этого отдельные вставки получают перекося, пресс-форма бракуется из-за смещения полуколец.

В настоящее время поставлена задача установить аналитическую зависимость величины смещения полуколец сечения в зависимости от угла перекоса одной из вставок гнезда пресс-формы, а также определить предельное значение угла перекоса (путем исследования влияния условий сборки многоместной пресс-формы) ГОСТ 9833-83.

Сначала рассмотрим предельный случай сочетания углов конусов вставок в одном гнезде пресс-формы при $\alpha_H = \alpha_B = \alpha$, а затем – наиболее вероятные сочетания углов конусов вставок, когда ни один из них не равен номинальному значению.

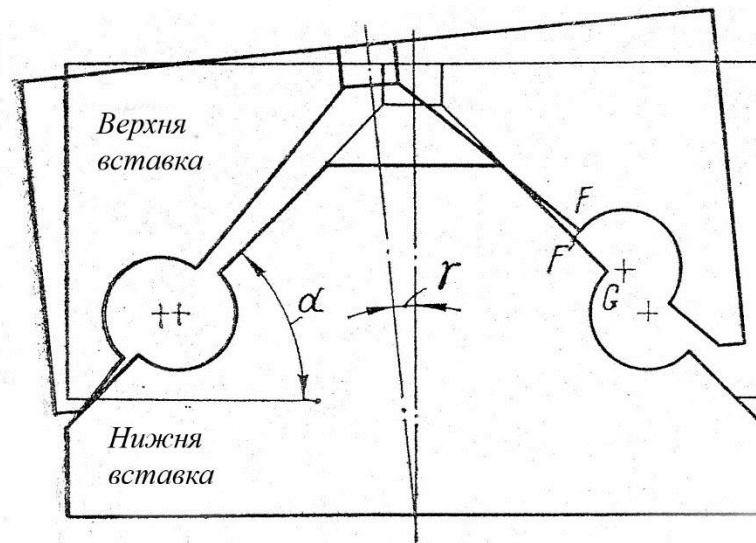


Рис. 1. Положение вставок в пресс-форме при их перекосе при случае $\alpha_H = \alpha_B = \alpha$

Тонкой сплошной линией показано положение верхней вставки относительно нижней без перекоса, сплошной жирной – с перекосом.

Как видно, на рисунке 1, наибольшее значение смещения полуколец сечения равно отрезку $F'G$, а наименьшее – отрезку $a'b$. Практический интерес представляет наибольшее значение смещения, по которому можно найти наибольший допустимый угол перекоса вставок. Так как в действительности угол верхней и нижней вставок имеют отклонения от значения, то следует рассмотреть наиболее общий случай $\alpha_H > \alpha_B$, $d_2 > d_4$ $\alpha_H < \alpha_B$.

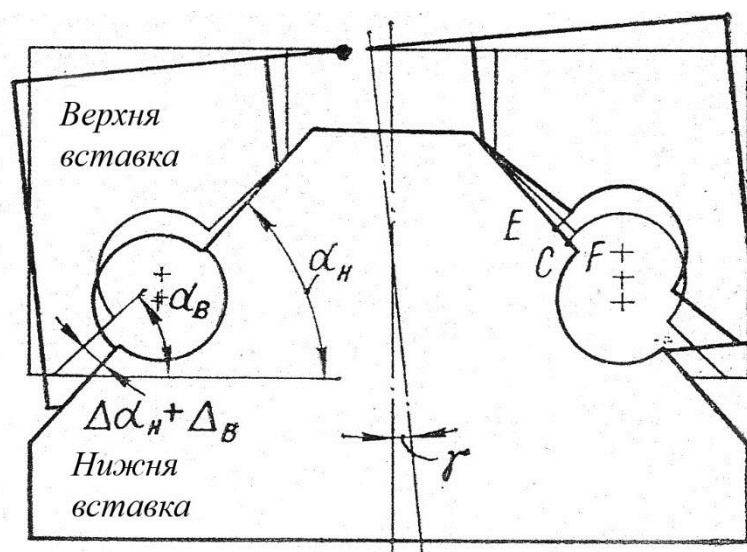


Рис. 2. Положение вставок в пресс-форме при их перекосе при случае $\alpha_H > \alpha < \alpha_B$

На рисунку 2 показан случай $\alpha_H > \alpha_B$, $d_2 > d_4$ следует заметить, что случай $\alpha_H < \alpha_B$ аналогичен вышеуказанному. Сплошной жирной линией на рисунке 2 показано положение верхней вставки относительно нижней, запрессованной с перекосом.

Наибольшее значение смещения можно записать:

$$K_{\max} = CF + CE = K_{\alpha,n} + K_n, \quad (1)$$

где $K_{\alpha, n}$ - смещение от угловых погрешностей верхней и нижней вставок [2], мм;

K_n – смещение от угла перекоса вставки, мм.

Опуская выводы, напишем наибольшее значение смещения для обоих случаев, заменив K_n соответствующими значениями:

$$K_{\max} = K_{\alpha,n} + \frac{d_2}{2} (1 + 0.1418 \cdot 10^{-3} \gamma) \frac{\sin \gamma}{\sin \alpha_n}, \quad (2)$$

$$K_{\max} = K_{\alpha,n} + \frac{d_3}{2} (1 + 0.1418 \cdot 10^{-3} \gamma) \frac{\sin \gamma}{\sin \alpha_n}, \quad (3)$$

где d_2 – диаметр контакта верхней вставки с нижней ($\alpha_H > \alpha_B$), мм;

d_3 – диаметр контакта верхней вставки с нижней ($\alpha_H < \alpha_B$), мм.

Как видно из полученных выражений 2 и 3, смещение от перекоса зависит не только от угла перекоса, но и от размеров вставки (d_2 , d_3 и др.). Поэтому для каждого типоразмера пресс-формы должно быть свое предельное значение угла перекоса. Определим это значение, приняв влияние остальных погрешностей равными нулю, вычислим значение смещения для разных типоразмеров пресс-форм и разных углов перекоса. Затем, обработав полученные данные с помощью метода наименьших квадратов, получим следующую зависимость:

$$K_{n\max} = 2.91 \cdot 10^{-4} \gamma d, \quad (4)$$

где d – диаметр, мм;

γ – угол перекоса вставки, мин.

Приняв $K_{n\max}$ равным 0,15 мм (максимально допустимое по ГОСТу 18829-83), вычислим предельное значение угла перекоса:

$$\gamma_{\text{пред}} = \frac{1500}{2,91}, \text{ мин.}$$

Как показывают расчеты, предельное значение угла перекося не превышает $0^{\circ}25'$. В связи с этим, при сборке многоместной пресс-формы следует не допускать перекося вставок с целью получения требуемого качества уплотнительных колец.

Выводы. Для каждого типоразмера пресс-формы должно быть свое предельное значение угла перекося. При сборке многоместной пресс-формы следует не допускать перекося вставок с целью получения требуемого качества уплотнительных колец.

Список используемой литературы:

1. РТМ 51-13-69. Проектирование пресс-форм для изготовления колец круглого сечения. Москва: НИИРП, 1969. 37 с.
2. Кондаков Л. А. Уплотнения гидравлических систем. Москва: Машиностроение, 1972. 238 с.
3. Аврущенко Б. Х. Резиновые уплотнитель. Ленинград: Химия, 1978. 136 с.
4. Машиностроительный гидропривод / под ред. В. М. Прокофьева. Москва: Машиностроение, 1978. 340 с.

ТЕХНОЛОГИЯ СБОРКИ МНОГОМЕСТНОЙ ПРЕСС-ФОРМЫ КОЛЕЦ КРУГЛОГО СЕЧЕНИЯ

Мирненко Ю. П., Пенев О. В., Бакарджиев Р. А.

Аннотация

Работа посвящена результатам теоретических исследований влияния перекося вставки многоместной пресс-формы на геометрические размеры резинового уплотнительного кольца круглого сечения. А также установить аналитическую зависимость величины смещения полуколец сечения в зависимости от угла перекося одной из вставок гнезда пресс-формы; определить предельное значение угла перекося. Смещение от перекося зависит не только от угла перекося, но и от размеров вставки. Поэтому для каждого типоразмера пресс-формы должно быть свое предельное значение. Рассмотрим предельный случай сочетания углов конусов вставок в одном гнезде пресс-формы, а также положение вставок в пресс-форме при перекося при случае $\alpha_H = \alpha_B = \alpha$, а затем наиболее вероятные сочетания углов конусов вставок, когда ни один из них не равен номинальному значению.

Практический интерес представляет наибольшее значение смещения, по которому можно найти наибольший допустимый угол перекося вставок. Как показывают расчеты, предельные значения угла перекося не превышают $0^{\circ}25'$.

В связи с этим, при сборке многоместной пресс-формы следует не допускать перекося вставок с целью получения требуемого качества уплотнительных колец.

Ключевые слова : качество резиновых уплотнительных колец, запрессовка вставок плиты, сборка многоместной пресс-формы.

ТЕХНОЛОГІЯ ЗБИРАННЯ БАГАТОМІСНОЇ ПРЕС-ФОРМИ КІЛЕЦЬ КРУГЛОГО ПЕРЕТИНУ

Мирненко Ю. П., Пенъов О. В., Бакарджиєв Р. О.

Анотація

Робота присвячена результатам теоретичних випробувань впливу перекосу вставки багатомісної прес-форми на геометричні розміри гумового ущільнюючого кільця круглого перетину. А також встановити аналітичну залежність величини зсуву напівкілець перетину у залежності від кута перекосу однієї із вставок гнізда прес-форми; визначити граничне значення кута перекосу. Зсув від перекосу залежить не тільки від кута перекосу, а й від розмірів вставки. Тому для кожного типорозміру прес-форми має бути своє граничне значення.

Розглянемо граничний випадок. Розглянемо предельный случай поєднання кутів конусів вставок в одному гнізді прес-форми, а також положення вставок у прес-формі при перекосі у випадку $\alpha_H = \alpha_B = \alpha$, а потім найбільш вірогідні поєднання кутів конусів вставок, коли жоден з них не дорівнює номінальному значенню.

Практичний інтерес представляє найбільше значення зсуву, по якому можна знайти найбільш допустимий кут перекосу вставок. Як показують розрахунки, граничне значення кута перекосу не перевищує $0^\circ 25'$.

У зв'язку з цим, при зборці багатомісцевої прес-форми слід не допускати перекосів вставок з метою отримання потрібної якості ущільнюючих кілець.

Ключові слова : якість гумових кілець ущільнювачів, запрессовка вставок плити, збірка багатомісної прес-форми.

TECHNOLOGY OF ASSEMBLING OF MULTI-SEATER PRESS-FORM OF RINGS OF ROUND SECTION

Y. Mirnenko, O. Penov, R. Bakardzhyiev

Summary

The work is devoted to the results of theoretical studies of the influence of the misalignment of the insert of a multi-seat mold on the geometric dimensions of a rubber O-ring. And also to establish the analytical dependence of the displacement value of the half-rings of the section depending on the skew angle of one of the inserts of the mold socket; determine the limit value for the skew angle. The skew offset depends not only on the skew angle, but also on the dimensions of the insert. Therefore, for each standard size of the mold must have its own limit value.

Let us consider the limiting case of a combination of the angles of the cones of the inserts in one cavity of the mold, as well as the position of the inserts in the mold when they are skewed in the case of $\alpha_H = \alpha_B = \alpha$, and then the most likely combinations of insert taper angles when none of them is equal to the nominal value.

Of practical interest is the highest offset value, which can be used to find the largest allowable skew angle of the inserts. Calculations show that the limit values of the skew angle do not exceed $0^\circ 25'$.

In this regard, when assembling a multi-seat mold, it is necessary to avoid distortions of the inserts in order to obtain the required quality of the sealing rings.

Key words : quality of rubber O-rings, press-in of plate inserts, assembly of multi-seat mold.

УДК 631.861

DOI: 10.31388/2078-0877-2020-20-4-230-238

ДО ПИТАННЯ УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ПЕРЕРОБКИ ПТАШИНОГО ПОСЛІДУ

Скляр Р. В., к.т.н.

ORCID 0000-0002-1547-5100

*Таврійський державний агротехнологічний університет**імені Дмитра Моторного**e-mail: radmila.skliar@tsatu.edu.ua*

Постановка проблеми. Сучасні промислові технології [1-5] в птахівництві характеризуються високою концентрацією поголів'я і значними об'ємами відходів виробництва (пташиний послід, відходи інкубації і забою птиці, полегла птиця та ін.), що в свою чергу створює проблеми з їх утилізацією. При цьому вважається, що найбільш висока питома вага в цих відходах належить посліду [6,7].

Аналіз існуючих технологій переробки пташиного посліду в країні [8,9] і за кордоном [10] показує, що реалізація більшої частини з них пов'язана з істотними витратами на придбання і експлуатацію спеціального обладнання з підвищеною енергоємністю. Для господарюючих суб'єктів це часто неприйнятно, тому в багатьох випадках вони вважають за краще екстенсивний метод переробки посліду шляхом його відносно тривалого зберігання на різних майданчиках і перетворення цим небезпечних відходів в органічне добриво не завжди високої якості [9,11,12].

Аналіз останніх досліджень. Питанням дослідження ферментаційних процесів та розробки технологій переробки відходів птахівництва займалися такі вчені як: S. Chelliapan, J. I., Eze, O. S. Joshua, N. Kanswohl, P. J. Sallis, Г. Г. Гелетуша, Т. А. Железна, Н. Б. Голуб, В. О. Дубровін, В. П. Капустін, Ю. І. Сидоров та інші. Більшість з них, схильні вважати, що технологічна обґрунтованість і економічна доцільність переробки пташиного посліду визначаються його кількістю і вологістю.

Формулювання цілей статті. Аналіз технологічного і техніко-економічного рівня застосовуваних у виробництві та пропонуваніх вченими технологій переробки пташиного посліду.

Основна частина. Маса посліду, що виділяється птахами протягом доби, приблизно в 2 рази більше кількості з'їденого ними сухої речовини корму. Виходячи з цього і з урахуванням норм технологічного проектування в птахівничій галузі, орієнтовний вихід

посліду натуральної вологості від однієї голови для птиці різного виробничого призначення наведено в таблиці 1 [6,10,13].

Таблиця 1 - Вихід посліду та його вологість

Групи птахів по виробничому призначенню	Середня кількість посліду, що виділяється за добу, г	Відносна вологість посліду, відс.
Кури:		
батьківське стадо яєчних порід	189	71-73
батьківське стадо м'ясних порід	288	
Індики	450	64-66
Качки	423	80-82
Гуси	594	80-82

Кількість і вологість посліду, що переробляється на птахофабриці, в першу чергу залежить від системи утримання птиці. У сучасному виробництві продукції птахівництва знайшли застосування дві основні системи утримання: підлогова та кліткова.

При підлоговому утриманні птиця розміщується на підстилці (глибокій підстилці) або на підлогах (поєднання підстилки або глибокої підстилки з сітчастою або планчастою поверхнею). При такому вирощуванні та утриманні птиці, послід змішується з підстилкою і підсушується (як за рахунок поглинання певної частини вологи підстилкою, так і за рахунок природної усушки) [6,8].

При такому утриманні птиці вологість підстилкового посліду в основному залежить від виду і вологості застосовуваного підстилкового матеріалу, а також мікроклімату в пташнику. З умовою дотримання основних технологічних параметрів вирощування (утримання) птиці і норм витрати підстилки, вологість підстилкового посліду на основі торфу зазвичай становить 35...45%, а при застосуванні в якості підстилки подрібненої соломи, тирси, лушпиння соняшника тощо - 25...35%.

При клітковому утриманні птиці визначальний вплив на вологість посліду надають тип кліткового обладнання та, як наслідок цього, конструкція використовуваних в ньому напувалок і засобів прибирання посліду [9,13-15]. Кліткові батареї застарілих зразків, як правило, оснащені скребковими механізмами прибирання посліду, використання яких вимагає щоденного 2-3-х кратного їх ввімкнення. У зв'язку з тим, що такі механізми в багатьох випадках нестабільно працюють при збиранні посліду природної вологості, для їх надійної

роботи потрібно розведення посліду водою. В цьому випадку вологість одержуваного посліду може збільшуватися до 83...95%.

До більш досконалого обладнання належать кліткові батареї з стрічковою системою прибирання посліду. При їх експлуатації послід зазвичай прибирають один раз в 5...7 днів. При цьому, перебуваючи тривалий час на стрічці транспортера, послід дуже помітно втрачає вологу і підсушується.

Стрічкове прибирання посліду передбачає відсутність попадання води в послід, що в свою чергу досягається застосуванням ніпельних напувалок з краплевловлювачами.

Сучасні кліткові батареї зі стрічковою системою прибирання посліду можуть додатково комплектуватися вбудованими повітропроводами з системою аерації посліду. В цьому випадку вологість видаляемого посліду можна знизити до 30...40% [6,8].

Аналіз всіх пропозицій в частині переробки пташиного посліду свідчить про досить широкий спектр продукції, що одержується в результаті реалізації цих технологій (рис. 1).



Рис. 1. Продукти, що одержуються при переробці пташиного посліду

Слід зазначити, що найбільшу питому вагу аналізованих наукових робіт і практичних рекомендацій відображає світову тенденцію в утилізації посліду - виробництво екологічно чистих, високоефективних добрив [15].

Вітчизняні вчені на підставі виконаних численних робіт зробили висновок, що з усіх пропозицій по переробці посліду для великих і середніх птахофабрик, можна визнати раціональним тільки один спосіб - виробництво органічних добрив на послідній основі.

На їх думку, з урахуванням специфічних сторін виробничого процесу птахівницьких господарств (отримувана продукція, вид птиці, спосіб утримання і деякі інші), виробництво таких добрив може

бути організовано по чотирьом технологіям, кожна з яких передбачає наявність відповідного обладнання. У загальному вигляді ці технології можуть бути представлені таким чином [9,10,13,16-18]:

1. Пасивне компостування. Це найпростіший спосіб, який включає отримання органічних сумішей (пташиний послід + пташиний послід з різними видами підстилки). Така суміш формується в штабелі висотою не більше 2,5 м і зберігається на спеціальних майданчиках впродовж 6...8 місяців. У процесі дозрівання в ній створюються сприятливі умови для зростання і розвитку мезофільних і термофільних мікроорганізмів, в результаті чого і утворюється компост, придатний для використання в землеробстві.

2. Інтенсивне компостування. Дана технологія застосовується в тому випадку, коли готове органічне добриво планується реалізувати через роздрібну торгівлю. Технологія передбачає завантаження посліду в спеціальні ферментери, в нижню частину яких нагнітається повітря. В результаті цього значно інтенсифікується ріст і розвиток мезофільних і термофільних мікроорганізмів, а процес дозрівання переробляемого посліду прискорюється до 6-7 діб.

3. Термічне сушіння посліду в спеціальних установках. Цей спосіб прийнятний для птахофабрик з утриманням птиці в кліткових батареях, а також на підприємствах, де відсутні джерела постійного надходження органічних компонентів: торфу, соломи, тирси тощо.

4. Вакуумне сушіння посліду. Цей спосіб є відносно новим для вітчизняних птахофабрик і може бути використаний для ліквідації багаторічних накопичень послідних стоків, а також при виробництві сухого посліду, що надходить з кліткових батарей.

Поряд з переробкою пташиного посліду на добрива відомі технологія і устаткування для його спалювання, отримання з посліду біопалива (в газоподібному або рідкому вигляді), а також отримання кормової добавки [10,12,15,19]. Технологія спалювання посліду залежить від її кінцевої мети: виробляти теплову енергію або просто утилізувати послід.

У зв'язку з тим, що пташиний послід кліткового утримання вважається важкоспалюваною речовиною з низькою теплотворною здатністю, для забезпечення його стабільного і високотемпературного горіння необхідно не тільки видалити зайву вологу, але і додати в нього висококалорійне паливо [20,21]. На цей рахунок є багато пропозицій, патентів і рекомендацій, велика частина з яких є складними для виконання в практичному плані і недоцільна в силу економічних міркувань. Наприклад, в технологічному комплексі для спалювання посліду птиці при їх клітковому утриманні, автори роботи

пропонують гранулювати суміш зневодненого посліду з деревним вугіллям, підсушувати ці гранули, а потім спалювати [18].

Послід кліткового утримання умовно можна віднести до сільськогосподарських відходів або більш конкретно до відходів тваринницького господарства. Отримання з таких відходів біопалива має свої особливості і в даний час формально не регламентується.

Для отримання біопаливних брикетів, пелетів, гранул [22,23] з суміші пташиного посліду і твердих наповнювачів в нашій країні і за кордоном є велика кількість наукових розробок, патентів та інших матеріалів. Однак всі вони (за рідкісним винятком) до промислового вживання не доведені і найближчим часом технічне рішення по такому застосуванню утилізації пташиного посліду досить проблематично. Основна причина - вимоги екології при спалюванні біопалива на основі гною і пташиного посліду. Сучасний рівень розвитку техніки і технології виробництва твердого біопалива за кордоном відображає надзвичайно високі вимоги до вмісту в ньому золи. Наприклад, в США стандартом, що регулює виробництво і застосування паливних гранул, передбачено вміст золи не більше 1% (сорт «Преміум») і не більше 3% (сорт «Стандарт»). При цьому тільки сорт паливних гранул «Преміум» може застосовуватися для опалення будь-яких будівель і на нього припадає близько 95% виробництва гранул в країні.

Технології отримання біогазу [12,19] з гною і посліду до теперішнього часу добре відпрацьовані і в технічному плані не викликають будь-яких ускладнень. Їх істотний недолік полягає в тому, що комплектне устаткування для реалізації даної технології випускається тільки закордонними фірмами і має високу вартість, а також істотні експлуатаційні витрати.

Технології переробки пташиного посліду в корми відомі давно, однак в силу різних причин і протиріч вони практичного застосування не знайшли [6,9,24]. Останнім часом з'явилися роботи, що дозволяють частину протиріч зняти і дещо по-іншому підійти до реалізації базових принципів розподілу безпідстилкового посліду на рідку і тверду фракції.

Автори однієї з таких робіт пропонують переробляти рідкий безпідстилковий клітковий курячий послід в кормові добавки [24] та добрива за рахунок використання малоенергоємких екологічно чистих мембранних процесів: мікрофільтрації, ультрафільтрації, нанофільтрації та зворотного осмосу.

У своїх дослідженнях вони вивчили показники селективності вітчизняних та імпортованих мембран різних типів і марок при очищенні і концентруванні курячого посліду і обґрунтували блок-схему технологічної лінії переробки посліду. Отримані результати

дозволили їм розробити рекомендації по використанню концентратів і пермеатів посліду, а також довести економічну доцільність виробництва кормових добавок з безпідстилкового курячого посліду. На їх думку виробляти кормові добавки економічно вигідніше, ніж добрива в силу їх більш високої ціни, хоча на першому етапі потрібні досить серйозні капітальні вкладення [24].

Висновки. На підставі виконаних аналітичних досліджень можна зробити висновок про те, що на сучасному рівні розвитку техніки і технології утилізації пташиного посліду найбільш доцільною з економічної та екологічної точок зору є переробка його в органічне добриво.

Список використаних джерел:

1. Results of the nutritional preservation research of the alfalfa laying on storage with two-phase compaction / D. O. Milko, O. H. Sclyar, R. V. Sclyar, G. P. Pedchenko, D. P. Zhuravel, V. V. Bratishko. *INMATEH - Agricultural Engineering*. 2020. Vol. 60, № 1. P. 269-274. DOI: <https://doi.org/10.35633/inmateh-60-30>.

2. Boltyansky B. V., Boltyansky O. V. Analysis of major errors in the design of pumping stations and manure storage on pig farms. *TEKA Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. 2016. Vol. 16, № 2. P. 49–54.

3. Болтянська Н. І., Комар А. С. Визначення заходів з підвищення енергоефективності сільськогосподарського виробництва. *WayScience*. Дніпро, 2020. Т. 1. С. 118-121.

4. Скляр Р. В. Методологія оптимізації ресурсовикористання у тваринництві. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2011. Вип. 11, т. 5. С. 245-251.

5. Boltyanska N. Justification of choice of heating system for pigsty. *TEKA. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering*. 2018. Vol. 18, № 1. P. 57–62.

6. Гнидюк В. С. Рекомендації по переробці органічних відходів птахофабрик і тваринницьких комплексів методом біологічної ферментації. Івано-Франківськ: Місто-НВ, 2010. 18 с.

7. Кошкин В. П., Никитин Н. И. Устройство для сушки куриного помета. *Современные наукоемкие технологии*. 2014. № 5-1. С. 62-63.

8. Скляр О. Г., Скляр Р. В. Дослідження способів утилізації відходів птахівництва і тваринництва. *Сучасні проблеми та технології аграрного сектору України*. Ніжин, 2019. Вип. 12. С. 298-304.

9. Енерго- та ресурсозбереження в тваринництві: підручник / Б. В. Болтянський та ін. Київ: Кондор, 2020. 410 с.

10. Войтов В. А. Аналіз технологій утилізації відходів птахівництва за кордоном. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2019. Вип. 19, т. 4. С. 100-109. DOI: 10.31388/2078-0877-19-4-100-109.

11. Комар А. С. Аналіз конструкцій пресів для приготування кормових гранул та паливних брикетів. *Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2018. Вип. 8, т. 2. С. 44–56.

12. Skliar A., Skliar R. Justification of conditions for research on a laboratory biogas plant. *MOTROL: Motoryzacja I Energetyka Rolnictwa*. 2014. Vol. 16, № 2, b. P. 183-188.

13. Григоренко С. М., Мілько Д. О. Методика експериментальних досліджень процесу сушіння пташиного посліду в барабанній сушарці. *Механізація та електрифікація сільського господарства*. Глеваха, 2019. Вип. № 10 (109). С. 111-117.

14. Boltianska N. I. Analysis of the main areas of resource conservation in animal husbandry. *Motrol: Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa*. 2016. Vol. 18, № 13. P. 49-54.

15. Скляр О. Г., Скляр Р. В. Напрями використання органічних ресурсів у тваринництві. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2011. Вип. 11, т. 5. С. 210-217.

16. Boltianska N., Skliar O., Skliar R. Measures to improve energy efficiency of agricultural production. *Social function of science, teaching and learning: Abstracts of XIII International Scientific and Practical Conference*. France, 2020. P. 478-480.

17. Комар А. С., Болтянська Н. І. Переробка пташиного посліду на добриво шляхом його гранулювання. *Інноваційні технології вирощування, зберігання і переробки продукції садівництва та рослинництва: тези V Міжнар. наук.-практ. конференції*. Умань, 2019. С. 18–20.

18. Гелетуха Г. Г., Желізна Т. А. Перспективи використання відходів сільського господарства для виробництва енергії в Україні: аналітична записка БАУ. 2014. № 7. URL: <https://uabio.org/wp-content/uploads/2020/04/position-paper-uabio-7-ua.pdf> (дата звернення: 20.10.2020).

19. Скляр Р. В. Властивості біодобрив, що отримуються після анаеробної ферментації гною. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2013. Вип. 13, т. 3. С. 110-118.

20. Skliar A., Boltianskyi B., Boltyanska N., Demyanenko D. Research of the cereal materials micronizer for fodder components preparation in animal husbandry. *Modern Development Paths of*

Agricultural Production. Trends and Innovations: Conference proceedings. 2019. P. 249–258.

21. Boltianska N., Serebryakova N., Podashevskaya H. Use of three-dimensional computer visualization in the study of nanostructures. *Техническое обеспечение инновационных технологий в сельском хозяйстве: сборник научных статей Междунар. науч.-практ. конф.* (г. Минск, 26–27 ноября 2020 года). Минск: БГАТУ, 2020. С. 517-519.

22. Болтянська Н. І., Комар А. С. Розробка конструкції преса-гранулятора для переробки пташиного посліду. *Актуальні питання розвитку аграрної науки в Україні: зб. наук. праць Міжнар. наук.-практ. конф.*. Ніжин, 2019. С. 84–91.

23. Скляр О. Г., Болтянська Н. І. Механізація технологічних процесів у тваринництві: навч. посібник. Мелітополь, 2012. 720 с.

24. Кудряшов В. Л. Инновационная технология переработки бесподстилочного куриного помета в кормовые добавки на основе импортозамещающих мембран. *Птица и птицепродукты.* 2016. № 1. С. 65-68.

ДО ПИТАННЯ УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ПЕРЕРОБКИ ПТАШИНОГО ПОСЛІДУ

Скляр Р. В.

Анотація

В статті проведено аналіз технологічного і техніко-економічного рівня застосовуваних у виробництві та пропонованих вченими технологій переробки пташиного посліду. Наведено, що кількість і вологість посліду, в першу чергу, залежить від системи утримання птиці. Зазначено, що найбільшу питому вагу аналізованих наукових робіт і практичних рекомендацій відображає світова тенденція в утилізації посліду - виробництво екологічно чистих, високоефективних добрив за чотирма технологіями, кожна з яких передбачає наявність відповідного обладнання. Аналіз даних технологій показав, що кожна з них має свої переваги і недоліки і може бути застосована в конкретних ситуаціях. Також, поряд з такою переробкою посліду відомі технології і устаткування для його спалювання, отримання з посліду біопалива, а також отримання кормової добавки. На підставі виконаних аналітичних досліджень можна зробити висновок про те, що на сучасному рівні розвитку техніки і технології утилізації пташиного посліду найбільш доцільною з економічної та екологічної точок зору є переробка його в органічне добриво.

Ключові слова: пташиний послід, органічне добриво, компостування, енергоємність, сушіння, спалювання, біогаз.

К ВОПРОСУ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИИ ПЕРЕРАБОТКИ ПТИЧЬЕГО ПОМЕТА

Скляр Р. В.

Анотація

В статье выполнен анализ технологического и технико-экономического уровня применяемых в производстве и предлагаемых учеными технологий переработки птичьего помета. Наведено, что количество и влажность помета, в первую очередь, зависит от системы содержания птицы. Отмечено, что наибольший удельный вес рассматриваемых научных работ и практических рекомендаций отражает мировую тенденцию в утилизации помета - производство экологически чистых, высокоэффективных удобрений по четырем технологиям, каждая из которых предусматривает наличие соответствующего оборудования. Анализ данных технологий показал, что каждая из них имеет свои преимущества и недостатки и может быть применена в конкретных ситуациях. Также, вместе с такой переработкой помета известны технологии и оборудование для его сжигания, получения из помета биотоплива, а также получения кормовой добавки. На основании выполненных аналитических исследований можно сделать вывод о том, что на современном уровне развития техники и технологии утилизации птичьего помета наиболее целесообразной с экономической и экологической точек зрения является переработка его в органическое удобрение.

Ключевые слова: птичий помет, органическое удобрение, компостирование, энергоёмкость, сушка, сжигание, биогаз.

TO THE QUESTION OF IMPROVEMENT OF TECHNOLOGY PROCESSING OF BIRD LITTER

R. Skliar

Summary

The article analyzes the technological and technical and economic level used in the production and proposed by scientists' technologies for processing bird droppings. It is stated that the amount and humidity of manure processed at the poultry farm, primarily depends on the system of poultry. It is noted that the largest share of the analyzed scientific works and practical recommendations reflects the global trend in manure disposal - the production of environmentally friendly, highly efficient fertilizers using four technologies, each of which provides for the availability of appropriate equipment. Analysis of these technologies has shown that each of them has its advantages and disadvantages and can be applied in specific situations. Also, along with such processing of manure, technology and equipment for its combustion, production of biofuel from manure (in gaseous or liquid form), as well as obtaining feed additives are known. The technology of manure incineration depends on its ultimate goal: to produce thermal energy or simply to dispose of manure. It is stated that a significant disadvantage of biogas technologies is that the complete equipment for its implementation is produced only by foreign companies and has a high cost, as well as significant operating costs. On the basis of the performed analytical researches it is possible to draw a conclusion that at a modern level of development of technics and technology of utilization of bird droppings the most expedient from economic and ecological points of view is its processing into organic fertilizer.

Key words: bird droppings, organic fertilizer, composting, energy consumption, drying, incineration, biogas.

УДК 629

DOI: 10.31388/2078-0877-2020-20-4-239-246

ІСТОРІЯ РОЗВИТКУ, ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ ЕЛЕКТРОМОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ

Мілаєва І. І., ст. викл.

ORCID: 0000-0003-1355-5411

Мілаєв О. І., ст. викл.

ORCID: 0000-0003-3491-7733

Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного

Тел. (0619) 42-04-42

Постановка проблеми. Електричний трактор відкриває нову еру в електрифікації сільського господарства. Він дає можливість використовувати дешеву електричну енергію, джерело отримання якої можуть служити місцеві електричні ресурси: енергія води, низькосортне паливо. Електрична енергія стає здатною прийняти участь і в польових, найбільш трудомістких роботах сільського господарства: оранці, сівбі, боронування .

Аналіз останніх досліджень. Праця тракториста при роботі на електротракторі значно полегшується. Просте натиснення кнопки - і електротрактор пущений в хід. Ця перевага електротрактора особливо в холодну пору, коли заведенням звичайного трактора стає важкою справою.

Формування цілей статті (постановка завдання). Викласти шляхи розвитку електротракторів та узагальнення інформації щодо використання електричної енергії для забезпечення руху сільськогосподарських машин.

Основна частина. Спочатку людина використовувала в якості тягової сили при оранці можливості домашніх тварин, а потім енергію машин. З початком епохи машинного землеробства тягове зусилля забезпечувалося тракторами, які приводилися в рух двигунами внутрішнього згоряння. Однак практично одночасно з розробкою традиційних тракторів стали з'являтися різноманітні машини, в яких тягове зусилля створювалося електродвигунами. По суті ці машини з'явилися прообразами нових технічних засобів, які отримали свій розвиток в електролебідках і електротракторах. Спочатку інженери пішли простим шляхом, просто замінивши дизельний двигун гусеничного трактора електричним. Але, як зазначали фахівці, «ця конструкція виявилася недосконалою». У 1937 році у Всеросійському інституті електрифікації сільського господарства (ВІЕСГ) створили електротрактор ВІМЕ-2, два дослідні зразки якого пройшли дослідну

експлуатацію на полях. А наступну модифікацію - ВІМЕ-4 в 1939 році навіть демонстрували на Всесоюзній сільськогосподарській виставці серед інших передових зразків радянської сільгосптехніки.

З початком Великої Вітчизняної війни робота по створенню електротракторів відійшла на другий, а то й на третій план. Але після її закінчення про техніку, здатної знизити споживання пального і мастильних матеріалів згадали знову. У 1948 році досвідчені зразки електротракторів були відправлені на польові випробування. Випробування електротракторів проведено по весняній оранці, розпушуванні ґрунту і оранці пара. Питома витрата електроенергії на орних роботах, при глибині обробки 25-27 см, склав 45 кВт / га. При повному напрузі і частоті в енергосистемі електротрактор вільно тягнув п'ятикорпусний тракторний плуг з передплужниками.

У 1949 році на поля країни вийшли електротрактори.



Рис. 1. Перші електротрактори

Основними недоліками електротрактора були висока початкова ціна і швидкий знос кабелю живлення. Крім того, трактор не міг пересуватися самостійно поза досяжністю мереж або перевозити за собою підстанцію уздовж лінії електропередач - для цього була потрібна спільна робота як мінімум двох електротракторів або буксирування звичайним трактором.

Протягом 1949-1954 років у різних МТС працювало кілька десятків електротракторів, випущених першою дослідною партією, які жилилися електрикою за допомогою тролейного кабелю. Передові трактористи за один сезон обробляли понад 1100 га на машину; середня змінна продуктивність на оранці становила 6-7 га; максимальна за зміну досягала 9 га. На лущенні парів відповідно середня і максимальна продуктивність за зміну становила 20 га і 38 га; на посіві відповідно 20 і 30 га.

У 1951 році з новим типом електротракторів марки ХТЗ-12 були випробувані 5-корпусні оборотні плуги, керовані з електротрактора за

допомогою гідроприводу. При цьому в процесі оранки виключалися розвальні борозни і звальні гребені, і оранка мала вигляд зливої оранки високої якості.

Серед основних переваг електротрактора у порівнянні з трактором з тепловим двигуном фахівці називають: хороші тягові властивості і надійність роботи тягового електродвигуна; простота технічного обслуговування і легкість пуску, економія часу і робочої сили, а також заправки паливом та водою.

До недоліків відповідно відносять: великі початкові капіталовкладення; дещо меншу маневрену здатність через кабель; недостатню довговічність роботи живильного кабелю, а також його високу вартість по відношенню до вартості всього електротрактора; потребу в тракторі з тепловим двигуном для перевезення електротрактора з ділянки на ділянку поза польових електричних мереж; більшу проти теплового трактора вагу на 1-2 т через вагу конструкції барабанної групи, електроприводу для намотування кабелю і великої кількості роликів, необхідних для направлення кабелю на барабан.

Підвищена вага електротрактора спричиняє більший тиск на ґрунт навантаження на трансмісію і ходову частину машини. Кабель живлення є найбільш слабкою ланкою в системі, важкі умови роботи призводять до його порівняно швидкого зносу.

Від 1957 року в СРСР почали працювати також потужні дизель-електротрактори ДЕТ-250М2 (Дизель-Електричний Трактор тягового класу 250 к.с.) , які виготовлялися на Челябінському тракторному заводі (їх припинили випускати лише 2014-го). Принцип роботи машини такий: дизельний двигун запускав генератор електричної енергії, від якого живився тяговий електричний двигун. ДЕТ-250 дотепер залишається єдиним у світі (поряд зі своїми новішими моделями ДЕТ-320 і ДЕТ-400) трактором з електромеханічною трансмісією.

Творці електротракторів не здавалися і створювали проекти нових, більш досконалих зразків. Але в 1970-х роках було проведено новий порівняльний розрахунок економічної ефективності двох типів тракторів. Капіталовкладення в електротрактори значно вище за рахунок вартості генератора і електрообладнання. Експлуатаційні витрати по електротракторам також вище дизельних. Тому при рівній продуктивності тракторів застосування даних електроагрегатів економічно недоцільно.

Сільськогосподарська галузь знаходиться в постійному розвитку. Щороку для різних напрямків АПК пропонуються інноваційні рішення, що допомагають зробити ведення аграрного бізнесу більш ефективним і менш витратним. Однак найбільшу увагу всіх

сільгосвиробників традиційно привертають розробки в сфері сільгоспмашинобудування.

Існує величезний попит на електричні транспортні засоби і невелике ядро інженерів-виконавців, які почали обмінюватися технічними напрацюваннями у цій галузі.

ПАТ «Харківський тракторний завод» винайшов електротрактор ХТЗ-2511Е на місці дизельного двигуна і відповідних ДВЗ-деталей встановили китайський електродвигун з 6 лужними акумуляторами 6СТ-190. На одній зарядці трактор може пропрацювати в транспортному режимі до 5 годин, а з навантаженням при виконанні силових операцій - 2 години. Час, необхідне для повної зарядки акумуляторів, становить близько 10 годин. Застосування літій-іонних батарей значно підвищує як час роботи трактора без підзарядки, так і ресурс батарей.



Рис. 2. Электрический ХТЗ-2511Е

Однак в «серію» піде дещо інша модель, під назвою Edison. ХТЗ Edison (на базі ХТЗ-3512) – задньопривідний трактор класу 0,6 оснащений 24-кіловатними батареями і електродвигуном Nissan Motors/Electric Motor потужністю 35 л.с.



Рис. 3. Модель електротрактора Edison ХТЗ

Німецька фірма Fendt представила електротрактор 100 Varjo. Зовні він має вигляд звичайного трактора, але замість гучного мотора

встановлено електродвигун потужністю 50 кВт (67,98 к.с.), що отримує енергію від батареї ємністю 100 кВт/год. Цього достатньо для п'ятигодинної безперервної роботи трактора. Поповнити запаси енергії до 80% на спеціальній зарядній станції можна за 40 хв. А ще заряд батареї частково можна і рекуперувати, тобто повернути частину енергії для повторного використання у тому самому технологічному процесі.



Рис. 4. Електричний трактор німецької фірми Fendt

Найбільший у світі виробник сільгосптехніки John Deere представив прототип трактора на електротязі. Оснащена батареями на 130 кВт/год модель SESAM (Sustainable Energy Supply for Agricultural Machinery) відрізняється від сучасної агротехніки практично повною відсутністю шуму. Компанія також повідомила про створення підрозділу для розробки електрифікованих сільгоспмашин. Трактор SESAM використовує тільки електротягу — замість дизельного мотора під капотом встановлено акумулятори на 130 кВт/год і два електродвигуни по 150 кВт. Для порівняння найпотужніші батареї Tesla видають 100 кВт/год. Потужність SESAM становить 407,88 кінські сили.



Рис. 5. Електричний трактор SESAM виробництва компанії John Deere

Науковці Таврійського державного агротехнологічного університету ім. Дмитра Моторного розробили перший в Україні електрифікований агроміст. Особливістю цього енергетичного засобу

є безступінчаста трансмісія. Ця конструкція має електричний привід коліс та власний навісний механізм для агрегування із сільськогосподарським реманентом. Робоча ширина захвату моста — 2,8 м.



Рис. 6. Міні-електротрактор

За тяговими показниками його можна віднести до тракторів тягового класу 0,2.

Висновки. Таким чином, сільськогосподарське машинобудування повільними, але впевненими кроками рухається до епохи електричних аграрних машин, які будуть поступово проникати в сільське господарство і в майбутньому змінять його докорінно.

Більше не доведеться витратити кошти і час на обслуговування тракторів з дизельними двигунами, зберігання великих запасів палива до них і частим ремонтам через швидку зношеність деталей. Виходячи з того, що все більше компаній зацікавлені в перекладі сільгосптехніки на електротягу, це тільки питання часу. Майбутнє сільгосптехніки за електрикою. Позитивні характеристики електротрактора - тихий хід, нульова емісія, малі експлуатаційні витрати, відсутність палива.

Список використаних джерел:

1. Загинайлов В. И., Андреев С. А. История развития, состояние и перспективы применения техники в полеводстве. *Агроинженерия*. 2017. № 6. С. 15-22.

2. Основы электропривода и применения электрической энергии в сельском хозяйстве: учебное пособие / Г. И. Назаров и др. Москва: Колос, 1965. 392 с.

3. Рубцов П. А., Осетров П. А., Бондаренко С. П. Применение электрической энергии в сельском хозяйстве. Москва: Колос, 1971. 528 с.

4. Зорин К. Автономный или электрический трактор: сражение за будущее. URL: <https://www.agbz.ru/articles/avtonomnyiy-ili-elektricheskiy-traktor--srajenie-za-budushee/> (дата звернення: 20.11.2020).

5. Житков А. Електротрактори та електромобілі – історія довжиною у майже 200 років. *Агропрофі*. 2019. № 9 (429). URL: http://www.tsatu.edu.ua/wp-content/uploads/agroprofi_09.pdf (дата звернення: 20.11.2020).

ІСТОРИЯ РАЗВИТКУ, ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ ЕЛЕКТРОМОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ

Мілаєва І., Мілаєва О.

Анотація

У статті розглянуто основні етапи та напрямки розвитку електрифікованих технічних засобів для здійснення мобільних технологічних процесів у сільському господарстві. Як з перших розробок в цій сфері визнані електропахотні агрегати канатної тяги, виконані по дводвигуновому і однодвигательним схемами. Ці пристрої були ідеєю засновника землеробської механіки В. П. Горячкіна в справі створення ефективних ґрунтообробних машин із застосуванням електричної енергії. Розглянуто найбільш вдалі конструкції електротракторів, електрокомбайнів, а також комплектів сільськогосподарських машин і знарядь для човникової обробки ґрунту. Основними недоліками електромобільних агрегатів визнані низька маневреність, громіздкість, велика металоемність кабельного барабана, а також істотні втрати потужності в підвідному кабелі. Описані технічні рішення, що дозволяють виключити використання струмопідвідного кабелю. Серед них: електротрактори, що поєднують двигуни внутрішнього згоряння з електрогенераторами, трактори з живленням від акумуляторних батарей і трактори з комбінованим енергозабезпеченням тягових електродвигунів [1]. Зроблено висновок про перспективність перекладу мобільної сільськогосподарської техніки на електричну тягу.

Ключові слова: сільськогосподарський трактор, потужність двигателя, електротрактор, енергозабезпечення, електричний кабель, акумулятор, оранка ґрунту, мобільна сільськогосподарська техніка.

ИСТОРИЯ РАЗВИТИЯ, ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ ЭЛЕКТРОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

Милаева И., Милаев А.

Аннотация

В статье представлен исторический обзор создания электротракторов, рассмотрены перспективы их развития. Приведены преимущества и указаны недостатки этих транспортных средств. Рассмотрены основные этапы и направления развития электрифицированных технических средств для осуществления мобильных технологических процессов в сельском хозяйстве. Представлен исторический обзор создания электротракторов, рассмотрены перспективы их развития. Как с первых разработок в этой сфере признаны электропахотные агрегаты канатной тяги, выполненные по двухдвигательном и однодвигательным схемам. Эти устройства были идеей основателя

земледельческой механики В. П. Горячкина в деле создания эффективных почвообрабатывающих машин с применением электрической энергии. Рассмотрены наиболее удачные конструкции электротракторов, электрокомбайнов, а также комплектов сельскохозяйственных машин и орудий для обработки почвы. Основными недостатками электромобильных агрегатов признана низкая маневренность, громоздкость, большая металлоемкость кабельного барабана, а также существенные потери мощности в подводящем кабеле. Описаны технические решения, позволяющие исключить использование токоподводящего кабеля. Среди них: электротракторы, объединяющих двигатели внутреннего сгорания с электрогенераторами, тракторы с питанием от аккумуляторных батарей и тракторы с комбинированным энергообеспечением тяговых электродвигателей. Сделан вывод о перспективности перевода мобильной сельскохозяйственной техники на электрическую тягу.

Ключевые слова: сельскохозяйственный трактор, мощность двигателя, электротрактор, энергообеспечения, электрический кабель, аккумулятор, вспашка почвы, мобильная сельскохозяйственная техника.

HISTORY OF DEVELOPMENT, PROSPECTS OF APPLICATION OF ELECTROMOBILE EQUIPMENT

I. Milayeva, A. Milayev

Summary

The article presents a historical overview of the creation of electric tractors, considers the prospects for their development. The advantages and disadvantages of these vehicles are given. The main stages and directions of the development of electrified technical means for the implementation of mobile technological processes in agriculture are considered. A historical review of the creation of electric tractors is presented, the prospects for their development are considered. As from the first developments in this area, electric cable traction units made according to two-engine and single-engine schemes have been recognized. These devices were the ideas of the founder of agricultural mechanics V. P. Goryachkina in the creation of effective soil cultivation machines using electric energy. The most successful designs of electric tractors, electric combines, as well as sets of agricultural machines and implements for tillage are considered. The main disadvantages of electromobile units are recognized as low maneuverability, cumbersomeness, high metal content of the cable drum, as well as significant power losses in the supply cable. The technical solutions are described, allowing to exclude the use of a current-carrying cable. Among them: electric tractors combining internal combustion engines with electric generators, tractors powered by batteries and tractors with combined power supply of traction motors. The conclusion is made about the prospects of transferring mobile agricultural machinery to electric traction.

Key words: agricultural tractor, engine power, electric tractor, power supply, electric cable, battery, tillage, mobile agricultural machinery.

УДК 664.8.047:634.11

DOI: 10.31388/2078-0877-2020-20-4-247-257

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕЛЕКТРОПЛАЗМОЛІЗУ ЯБЛУЧНОЇ СИРОВИНИ В ПРОЦЕСІ КОМБІНОВАНОГО СУШІННЯ

Савойський О. Ю.

ORCID: 0000-0002-6459-4931

Сумський національний аграрний університет

e-mail: o.savoiskyi@gmail.com

Постановка проблеми. Поряд із розвитком технологій довготривалого зберігання яблук у свіжому вигляді традиційно використовується ефективний спосіб зберігання яблучної сировини в зневодненому стані. Заготівля сушених яблук в обмежених у часі умовах вимагає інтенсифікації технологічних процесів і розробки енергоощадного сушильного обладнання.

З метою інтенсифікації процесів зневоднення останнім часом все більше уваги приділяється об'ємним методам підводу тепла, серед яких прямий нагрів безпосереднім пропусканням електричного струму через висушуваний матеріал [1-4].

При нагріванні біологічних об'єктів змінним електричним струмом, одночасно з підвищенням їх температури відбувається явище електроплазмолізу [6]. Механізм даного явища досить складний та до кінця не вивчений, тому дослідження направлені на визначення закономірностей електроплазмолізу є актуальними.

Аналіз останніх досліджень. Електроплазмоліз - спосіб незворотного руйнування цитоплазматичних оболонок клітин електричним струмом, що призводить до швидкого вивільнення клітинної вологи (соку). Даний ефект широко використовується в технологічних процесах виготовлення концентрованих соків, консервування харчових продуктів та як метод попередньої обробки сировини перед сушінням [1-10].

Проведені авторами [6-9] дослідження, показали, що попередня обробка рослинної сировини електричним струмом покращує вихід соку на 10-20%.

У роботах [1-5] розглядаються способи сушіння, при яких фрукти і овочі проходили попередню обробку омичним нагріванням. Результати експериментів показують, що в порівнянні з контрольними зразками, тривалість сушіння обробленої сировини зменшується в середньому на 20-35%.

Крім того, в процесі обробки електричним струмом відбувається знезараження продукції від шкідливих мікроорганізмів [10].

Формування цілей статті. Метою даної роботи є дослідження впливу температури повітря в сушильній шафі та напруженості електричного поля, підведеного до яблучної сировини, на процес електроплазмолізу з отриманням математичних залежностей комбінованого сушіння та для вибору оптимальних режимів обробки.

Для досягнення поставленої мети були визначені наступні завдання:

- отримати залежності для визначення тривалості електроплазмолізу в досліджуваному діапазоні зміни режимних параметрів процесу сушіння, зокрема, температури повітря в сушильній шафі та напруженості поля прямого електронагріву;

- дослідити залежності електричного опору яблук та отримати емпіричний вираз для визначення поточного значення опору оброблюваної сировини в процесі сушіння в період електроплазмолізу.

Основні матеріали дослідження. При пропусканні електричного струму через біологічний об'єкт рослинного походження сила його, в зв'язку з руйнуванням діелектричних мембран клітин, постійно зростає та при повному руйнуванні цитоплазматичних оболонок досягає максимального значення. При цьому відзначається значне зниження електричного опору рослинної сировини, що є критерієм оцінки та керування процесом електроплазмолізу.

Раніше проведені дослідження показують, що тривалість досягнення пікових значень в значній мірі залежить від градієнта напруги та відстані між електродами [5, 6].

У роботі [6] запропоновано вираз для визначення часу електроплазмолізу плодово-ягідної сировини. Однак, даний вираз справедливий для швидкопротікаючого процесу електроплазмолізу при градієнтах напруги вище 1000 В/см. Виходячи із необхідності отримання готової висушеної яблучної продукції належної якості, нами запропонована технологія сушіння з використанням низькоградієнтного електроплазмолізу - до 40 В/см. Крім того, проведені попередні експерименти показують, що крім вищезгаданих параметрів на тривалість даного явища також впливає температура повітря в сушильній шафі [11].

Дослідження електроплазмолізу яблук у процесі комбінованого сушіння проводилися на експериментальній установці, схема якої представлена на рис. 1.

Експериментальні дослідження проводили за наступною методикою.

Попередньо підготовлені яблука нарізали дисками висотою 5 мм та діаметром 28 мм.

Після встановлення блоками керування 6 певного режиму сушіння, зразки встановлювалися між сітчастими електродами 10 та поміщалися всередину сушильної шафи 1 на сітчастий піддон 2. Надалі через лабораторний автотрансформатор 7 на електроди подавалась напруга відповідного значення частотою 50 Гц.

Експерименти проводилися при заданих температурних режимах в сушильній шафі 25-55⁰С та напруженістю електричного поля на електродах 20-40 В/см. Швидкість теплоносія становила 0,2 м/с та підтримувалася постійною протягом всього процесу.

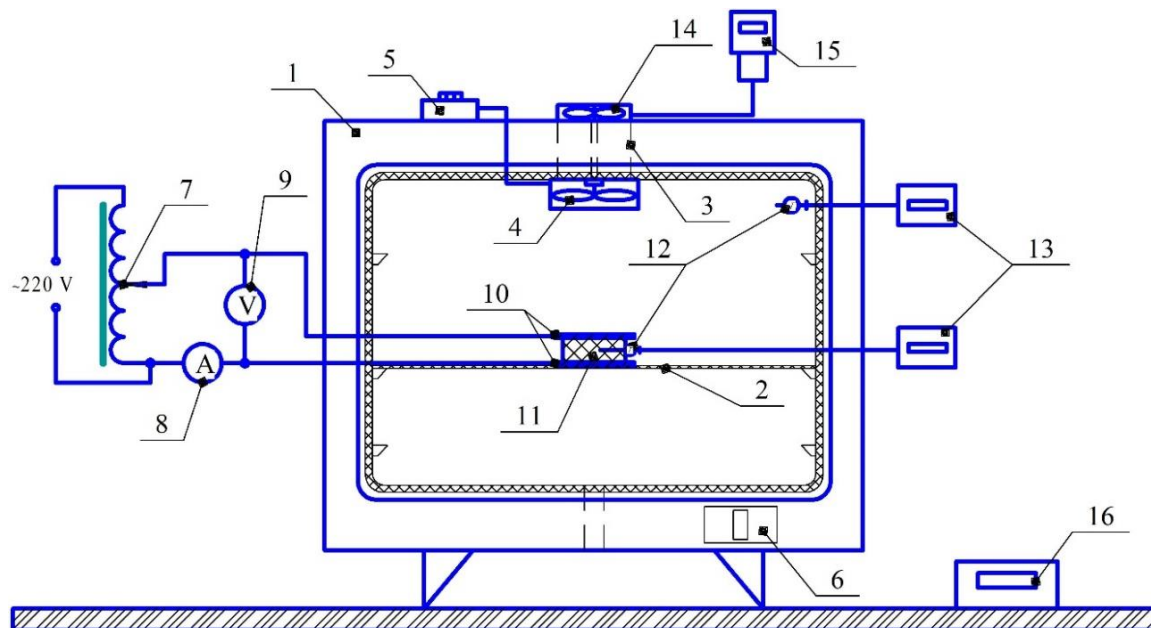


Рис. 1. Схема експериментальної установки:

- 1 - сушильна шафа; 2 - сітчастий піддон; 3 - вентиляційні канали;
- 4 - осевий вентилятор; 5 – блок керування обертами вентилятора;
- 6 - блок автоматичного керування температурою в сушильній шафі;
- 7 - лабораторний автотрансформатор; 8 - лабораторний міліамперметр; 9 - лабораторний вольтметр; 10 - сітчасті електроди;
- 11 - досліджуваний зразок; 12 - датчики температури (термопари);
- 13 - покажчики температури; 14 – крильчатка анемометра;
- 15 – анемометр; 16 - таймер

Через встановлені проміжки часу лабораторними міліамперметром 8 та вольтметром 9 фіксувалися показання сили струму, що протікала через зразок та напруга на електродах. Розрахунок електричного опору висушеної сировини проводили методом вольтметра-амперметра. Часові інтервали визначали таймером 16.

У табл. 1 наведено результати експериментальних досліджень залежності часу досягнення пікових значень сили струму (τ_{en} , с) від

температури повітря в сушильній шафі ($t_{нов}$, $^{\circ}\text{C}$) та відповідній напруженості поля (E , В/см) при прямому електронагріві.

Таблиця 1 - Тривалість досягнення пікових значень сили струму $\tau_{еп}$ при температурі повітря в шафі 25-55 $^{\circ}\text{C}$ та напруженості електричного поля 20-40 В/см

$t_{нов}$, $^{\circ}\text{C}$ \ E , В/см	20	25	30	35	40
25	10550	3450	1550	760	480
40	4700	2250	1200	670	445
55	2350	1360	930	619	407

Аналіз отриманих даних (табл. 1) показує, при збільшенні напруженості з 20 до 40 В/см тривалість електроплазмолізу зменшується на 25-30%. Водночас підвищення температури повітря в сушильній шафі з 25 до 55 $^{\circ}\text{C}$ скорочує час електроплазмолізу на 6-17% при відповідних градієнтах напруги на електродах.

Математична залежність тривалості часу електроплазмолізу яблук від температури повітря в шафі та напруженості електричного поля визначена методом лінеаризації функції та представлена графічними залежностями даних табл. 1 в логарифмічних координатах (рис. 2).

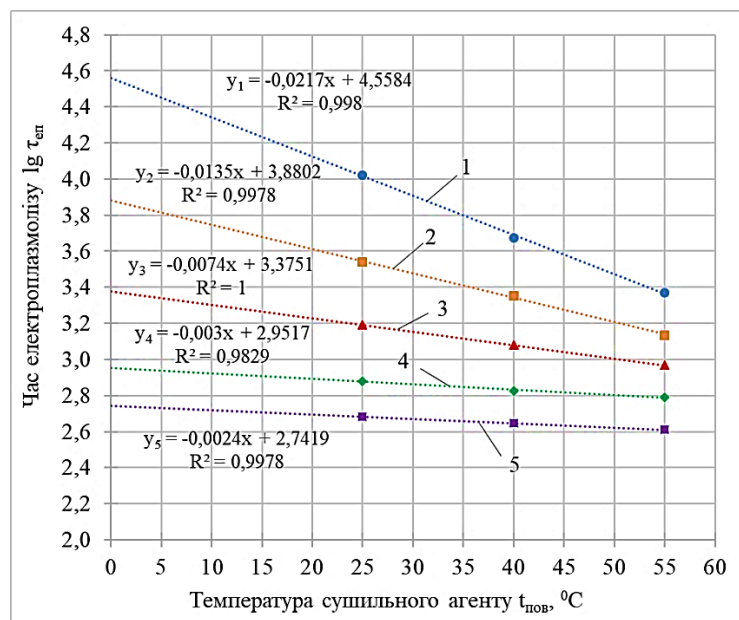


Рис. 2. Залежності часу електроплазмолізу від температури повітря в сушильній шафі в логарифмічних координатах при напруженості електричного поля прямого електронагріву: 1 - 20 В/см; 2 - 25 В/см; 3 - 30 В/см; 4 - 35 В/см; 5 - 40 В/см.

Залежність часу електроплазмовлізу τ_{en} від температури повітря в сушильній шафі $t_{нов}$ описується рівнянням:

$$\lg \tau_{en} = \alpha t_{нов} + k, \quad (1)$$

де τ_{en} - час електроплазмовлізу, с;

$t_{нов}$ - температура повітря в сушильній шафі, $^{\circ}\text{C}$;

α - кут нахилу графіка;

k - відхилення на графіку, що дорівнює часу електроплазмовлізу при температурі повітря $t_{нов}=0^{\circ}\text{C}$.

Із рівнянь апроксимації (рис. 2) видно, що кут нахилу та відхилення графічних залежностей змінюються зі збільшенням напруженості електричного поля прямого електронагріву.

На рис. 3 та 4 представлено графіки $\alpha = f(E)$ та $k = f(E)$ відповідно.

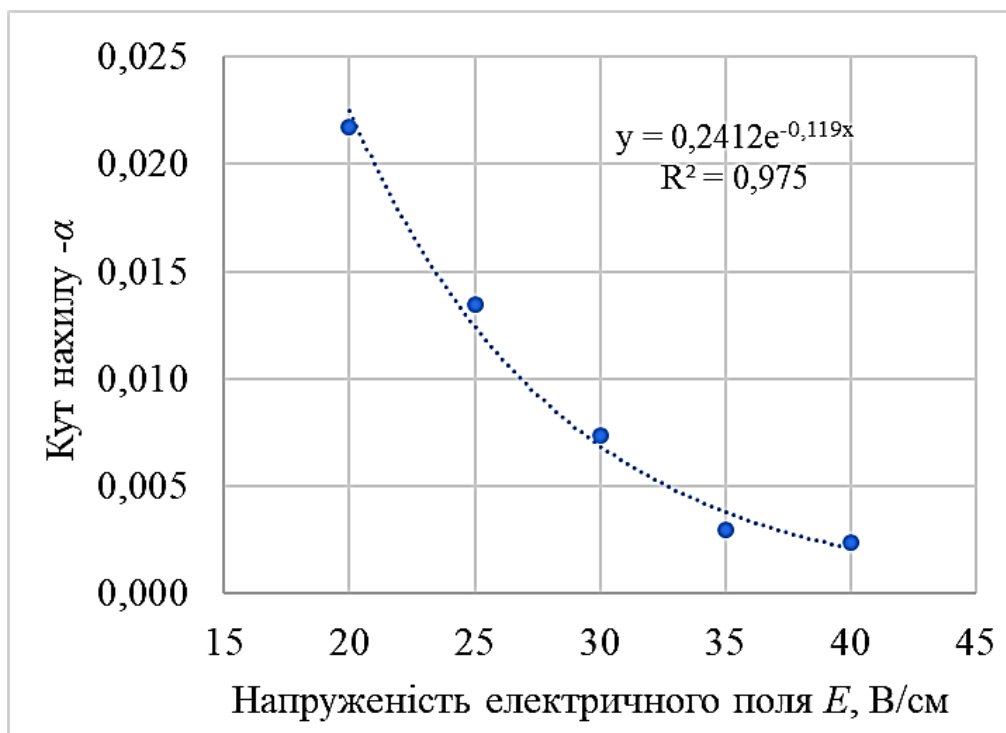


Рис. 3. Залежність кута нахилу α від напруженості електричного поля прямого електронагріву

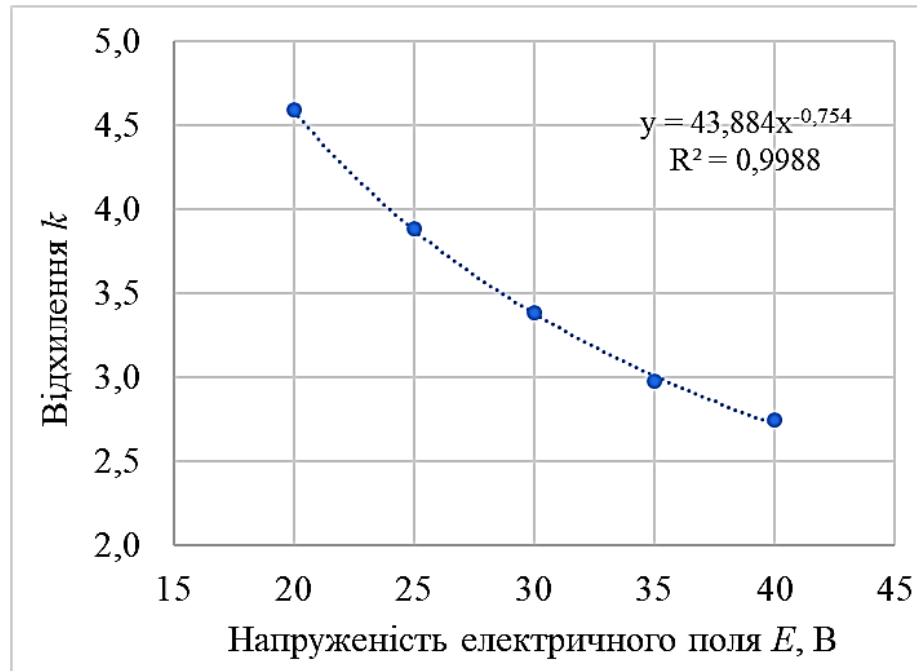


Рис. 4. Залежність величини відхилення k від напруженості електричного поля прямого електронагріву

У результаті наступної апроксимації отримані рівняння, що описують залежності α та k від напруженості електричного поля:

$$\alpha = 0,2412e^{-0,119E} \quad (2)$$

$$k = 43,884E^{-0,754} \quad (3)$$

З урахуванням (2) та (3) остаточний вираз для визначення часу електроплазмолізу яблучної сировини в процесі сушіння:

$$\lg \tau_{en} = 0,2412e^{-0,119E} t_{nos} + 43,884E^{-0,754} \quad (4)$$

Отримана залежність (4) справедлива у досліджених діапазонах температури сушильного агента та напруженості електричного поля, а саме $25^{\circ}\text{C} < t_{nos} < 55^{\circ}\text{C}$ та $20 \text{ В/см} < E < 40 \text{ В/см}$ відповідно. Коефіцієнт достовірності апроксимації у всіх випадках лежить в діапазоні 0,975-0,998, що є досить прийнятним та характеризує згладжування, як достовірне.

Важливим параметром в енергетичній характеристиці сушіння є змінний в часі електричний опір яблучної сировини.

Для проведення опису математичної моделі запропонованого комбінованого способу сушіння з використанням прямого електронагріву необхідно знати величину електричного опору

оброблюваної сировини. Проведені нами дослідження в [11, 12] показують, що опір змінюється протягом всього процесу сушіння та залежить від вологості та температури матеріалу. Крім того, фрукти і овочі є живими об'єктами та по-різному реагують на пропускання через них електричного струму.

Отримані результати експериментальних досліджень [11, 13] процесу комбінованого сушіння показують, що залежності зміни опору фруктів в період електроплазмолізу можна описати рівняннями типу:

$$R = \frac{R_0}{\tau^n}, \quad (5)$$

де R - поточне значення електричного опору сировини в процесі сушіння, Ом;

R_0 - початкове значення електричного опору сировини, Ом;

τ - час, с.

Показник степені n характеризує швидкість зміни величини опору і залежить від температури повітря в сушильній шафі та напруженості електричного поля при прямому електронагріві (рис. 5).

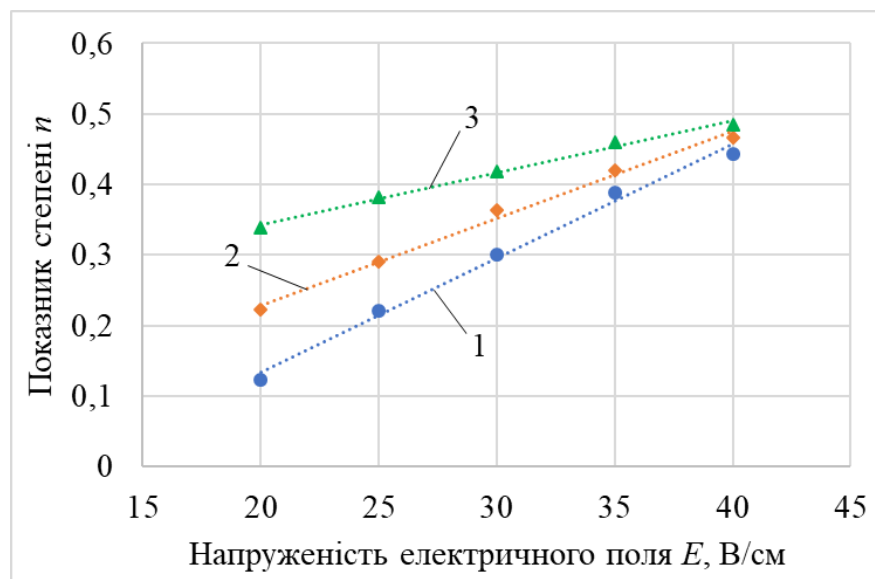


Рис. 5. Залежності показника степені n від напруженості електричного поля при температурі повітря в сушильній шафі: 1 - 25°C; 2 - 40°C; 3 - 55°C.

За результатами експериментальних досліджень аналогічним методом лінеаризації отримана для виразу (5) емпірична залежність

показника степені n від напруженості електричного поля та температури повітря в сушильній шафі:

$$n = 0,511 + (0,0127 - 0,0003E) \cdot (t_{нов} - 82,2) \quad (6)$$

Висновки. 1. Встановлено залежності для розрахунку тривалості електроплазмолізу та зміни електричного опору яблучної сировини на даному періоді із врахуванням режимних параметрів процесу сушіння у визначених діапазонах: температури повітря в сушильній шафі $25^{\circ}\text{C} < t_{нов} < 55^{\circ}\text{C}$; напруженості електричного поля прямого електронагріву $20\text{В/см} < E < 40\text{В/см}$.

2. Отримані залежності (4)-(6) можуть стати складовою частиною повного математичного опису комбінованого процесу сушіння яблук, що дає можливість визначати технологічні та енергетичні показники роботи сушильного апарату.

Список використаних джерел:

1. Influence of ohmic heating/osmotic dehydration treatments on polyphenoloxidase inactivation, physical properties and microbial stability of apples (cv. Granny Smith) / J. Moreno et al. *Innovative Food Science & Emerging Technologies*. 2013. Vol. 20. P. 198-207. DOI: 10.1016/j.ifset.2013.06.006.

2. Tuoxiu Z., Marybeth L. The effect of ohmic heating on vacuum drying rate of sweet potato tissue. *Bioresource Technology*. 2003. Vol. 87, № 3. P. 215-220. DOI: 10.1016/S0960-8524(02)00253-5.

3. Electroporation-Assisted Dewatering as an Alternative Method for Drying Plants / M. Sack et al. *Transactions on Plasma Science*. 2008. № 36. P. 88-92.

4. Lebovka N., Shynkaryk M., Vorobiev E. Drying of Potato Tissue Pretreated by Ohmic Heating. *Drying Technology*. 2006. № 24. P. 601-608. DOI:10.1080/07373930600626677.

5. Калафатов Э. Т., Дидович Э. Т., Османов А. Н. Влияние электроплазмоліза на процесс сушки плодов и ягод. *Агропромышленная инженерия*. 2017. № 9. С. 71-79.

6. Флауменбаум Б. Л., Танчев С. С., Гришин М. А. Основы консервирования пищевых продуктов. Москва: Агропромиздат, 1986. 494 с.

7. Жилкин В. М., Грибков А. Н., Муромцев Ю. Л. Оценка результативности процесса подготовки растительных материалов к обезвоживанию. *Вестник ТГТУ*. 2009. №15 (2). С. 410-415.

8. Джаруллаев Д. С., Мустафаева К. К. Способ увеличения выхода сока из облепихи. *Известия вузов*. 2008. № 3. С. 28-29.

9. Михайлова Т. Н. Эффективность электрообработки яблочной стружки для интенсификации прессования для получения сока. *Пищевая и перерабатывающая промышленность*. 2003. № 1. С. 289–291.

10. Пат. 2194228 РФ, МПК F26B3/347, A23B7/02. Способ сушки и обеззараживания фруктов и ягод / И. М. Чекрыгина, В. Г. Букреев, А. Д. Еремин. № 2000123044/13; заявл. 04.09.2000; опубл. 10.12.2002.

11. Савойський О. Ю., Яковлев В. Ф., Сіренко В. Ф. Дослідження комбінованого процесу сушіння високовологої яблучної сировини. *Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного*. Мелітополь, 2019. Вип 9, т. 1. DOI: 10.31388/2220-8674-2019-1-33.

12. Савойський О. Ю., Яковлев В. Ф., Сіренко В. Ф. Дослідження величини питомого електричного опору яблучної сировини в процесі сушіння. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Сер. Технічні науки*. Харків, 2019. Вип. 203: Проблеми енергозабезпечення та енергозбереження в АПК України. С. 107-110.

13. Яковлев В. Ф., Савойський О. Ю. Використання прямого електричного нагріву в технологічному процесі комбінованого сушіння фруктів. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Сер. Технічні науки*. Харків, 2018. Вип. 195: Проблеми енергозабезпечення та енергозбереження в АПК України. С. 91-96.

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕЛЕКТРОПЛАЗМОЛІЗУ ЯБЛУЧНОЇ СИРОВИНИ В ПРОЦЕСІ КОМБІНОВАНОГО СУШІННЯ Савойський О. Ю.

Анотація

Заготівля сушених овочів і фруктів в обмежених у часі умовах вимагає інтенсифікації технологічних процесів і розробки енергоощадного сушильного обладнання.

Для інтенсифікації процесу зневоднення нами запропоновано комбінований спосіб сушіння плодовоовочевої сировини з використанням прямого електричного нагріву. При нагріванні біологічних об'єктів змінним електричним струмом, одночасно з підвищенням їх температури відбувається явище електроплазмолізу. Механізм даного явища досить складний та до кінця не вивчений, тому потребує подальшого детального дослідження.

Проведено експериментальні дослідження електроплазмолізу високовологої яблучної сировини в процесі комбінованого сушіння. Досліджено вплив температури повітря в сушильній шафі та напруженості електричного поля, підведеного до яблучної сировини, на процес електроплазмолізу.

Встановлено залежності для розрахунку тривалості електроплазмолізу та зміни електричного опору яблучної сировини на даному періоді із врахуванням режимних параметрів процесу сушіння у визначених діапазонах: температури

повітря в сушильній шафі 25-55⁰С та напруженості електричного поля прямого електронагріву 20-40 В/см.

Ключові слова: яблучна сировина, комбіноване сушіння, прямий електронагрів, електроплазмолиз, струм, напруга, електричний опір яблук.

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭЛЕКТРОПЛАЗМОЛИЗА ЯБЛОЧНОГО СЫРЬЯ В ПРОЦЕССЕ КОМБИНИРОВАННОЙ СУШКИ

Савойский А. Ю.

Аннотация

Заготовка сушеных овощей и фруктов в ограниченных во времени условиях требует интенсификации технологических процессов и разработки энергосберегающего сушильного оборудования.

Для интенсификации процесса обезвоживания нами предложен комбинированный способ сушки плодоовощного сырья с использованием прямого электрического нагрева. При нагревании биологических объектов переменным электрическим током, одновременно с повышением их температуры происходит явление электроплазмолиза. Механизм данного явления достаточно сложный и до конца не изучен, поэтому требует дальнейшего детального исследования.

Проведены экспериментальные исследования электроплазмолиза высоковлажного яблочного сырья в процессе комбинированной сушки. Исследовано влияние температуры воздуха в сушильном шкафу и напряженности электрического поля, подведенного к яблочному сырью, на процесс электроплазмолиза.

Установлены зависимости для расчета продолжительности электроплазмолиза и изменения электрического сопротивления яблочного сырья на данном периоде с учетом режимных параметров процесса сушки в определенных диапазонах: температуры воздуха в сушильном шкафу 25-55⁰С и напряженности электрического поля прямого електронагрєва 20-40 В/см.

Ключевые слова: яблочное сырье, комбинированная сушка, прямой електронагрєв, електроплазмолиз, ток, напруга, електрическое сопротивление яблук.

RESEARCH OF ELECTROPLASMOLYSIS OF APPLE RAW MATERIALS IN THE PROCESS OF COMBINED DRYING

O. Savoiskyi

Summary

Vegetables and fruits are an irreplaceable source of the most important biologically active substances - vitamins, carbohydrates and minerals necessary for normal human life. In the processing and food industries, long-term storage products are produced in dried form. Procurement of dried fruits and vegetables in a time-limited environment requires the intensification of technological processes and the development of energy-saving drying equipment.

To intensify the dehydration process, we have proposed a combined method for drying fruits and vegetables using direct electric heating. When biological objects are heated with an alternating electric current, simultaneously with an increase in their temperature, the phenomenon of electroplasmolysis occurs. This effect is widely used in the technological processes of making concentrated juices, food preservation and as a

method of pretreating raw materials before drying. The mechanism of the phenomenon of electroplasmolysis is rather complex and not fully understood, therefore, requires further research.

Experimental studies of electroplasmolysis of high-moisture apple raw materials in the process of combined drying have been carried out. The influence of the air temperature in the drying oven and the intensity of the electric field supplied to the apple raw material on the process of electroplasmolysis was investigated.

Dependences have been established for calculating the duration of electroplasmolysis and changes in the electrical resistance of apple raw materials for a given period, taking into account the operating parameters of the drying process in certain ranges: the air temperature in the drying cabinet is 25-55⁰C and the electric field strength of direct electric heating is 20-40 V/cm.

The obtained dependencies can become an integral part of a complete mathematical description of the combined process of drying apples, which makes it possible to determine the technological and energy performance of the drying apparatus.

Key words: apple raw material, combined drying, direct electric heating, electroplasmolysis, current, voltage, electrical resistance of apples.

УДК 629.01

DOI: 10.31388/2078-0877-2020-20-4-258-265

ОСОБЛИВОСТІ МОДЕЛЬНОГО РЯДА ТРАКТОРІВ JOHN DEERE

Мілаєва І. І., ст. викл.

ORCID: 0000-0003-1355-5411

Мілаєв О. І., ст. викл.

ORCID: 0000-0003-3491-7733

Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного

Тел. (0619) 42-04-42

Постановка проблеми. Постійне оновлення модельного ряду тракторів серії John Deere, освоюють передові технології, модернізується виробництво потужних тракторів.

Аналіз останніх досліджень. На сьогодні трактор є і найближчим часом залишиться основним енергетичним засобом, який забезпечує виконання машинним агрегатом різноманітних технологічних операцій, спрямованих, головним чином, на механізоване вирощування та збирання сільськогосподарських культур.

Формування цілей статті. Ознайомити і проаналізувати переваги і недоліки тракторів модельного ряду John Deere.

Основна частина. У 1918 року корпорація Deere & Company випустила перший трактор під назвою Waterloo Boy (рис. 1).



Рис. 1. Трактор Waterloo Boy

Надалі почали випускатися нові типи сільськогосподарських машин, збільшувався випуск, що перетворило цю компанію в одного з найбільших світових виробників сільськогосподарської техніки.

Першим повністю зелено-жовтим трактором під брендом John Deere став трактор Model D (рис. 2), що випускався з 1923 до 1953 року. Так почалася історія успіху тракторів компанії.



Рис. 2. Трактор Model D

Наступні 30 років компанія безперервно нарощувала обсяги виробництва і займалася випуском різноманітної сільськогосподарської техніки. Сьогодні Deere & Company - найбільший машинобудівний концерн. Він випускає багатофункціональні довговічні агрегати, призначені для ефективної обробки землі в шести серіях - 6B, 6M, 6D, 7030, 8R, 9R.

Компанія пропонує 6 серій своїх тракторів, в кожній з яких представлено кілька моделей, що розрізняються потужністю, трансмісіями, а опціонально встановлюється обладнання значно збільшує кількість можливих виконань цих машин.

За загальним призначенням тракторів можна поділити на дві групи - для середніх господарств з набором конкретних функцій гідної якості і бюджетної вартістю, і високопрофесійні модифікації для великих сільгоспідприємств з найширшим функціоналом.

- Потужні дизельні двигуни з гнучкими тяговими характеристиками забезпечують своєчасне і повне освоєння великих обсягів сільськогосподарських і будівельних робіт, транспортування важких вантажів.

- Висока автоматизація силовий трансмісії дозволяє використовувати кінські сили двигуна з найбільшою ефективністю.

- Конструкція гідросистеми і навішування тракторів гарантують сумісність з самим різним робочим обладнанням. Кабіни по дизайну і комфортності умов роботи ідентичні салонам легкових авто.

- Системи автоматичного водіння і управління обладнання в поєднанні з супутниковою навігацією забезпечують виконання масштабних і трудомістких робіт з мінімальними витратами часу і паливно-мастильних матеріалів. [6]

- Бортовий комп'ютер оптимізує роботу силових установок і систем тракторів, що позитивно позначається на їх довговічності. –

Модельний ряд тракторів John Deere охоплює десятки машин, випускаються серіями:

Серія 9R / 9RT включає в себе найбільш потужні трактори John Deere з модельного ряду. Такі агрегати в основному потрібні для використання на великих виробництвах або фермах. Потужність складає 350-570 к.с. [1]

Лінійка 9RX включає в себе машини на чотирьох гусеницях з моторами потужністю в 470-570 к.с. Ці моделі 9470RX і 9570RX, які мало ущільнюють ґрунт.



а



б

Рис. 3. а) трактор John Deere 9470RXi; б) трактор John Deere 9430 Серія 8R / 8RT

John Deere серії 8R належить до класу важкої сільськогосподарської техніки. Економічні потужні моделі потужністю 270-370 к.с. виробляються в колісному варіанті 8320R (рис.4), 8260R, 8285R і гусеничному - 8320RT(рис.4), 8335RT.

Вантажопідйомність колісних моделей становить 12,12 т., У гусеничних - 9,57 т.

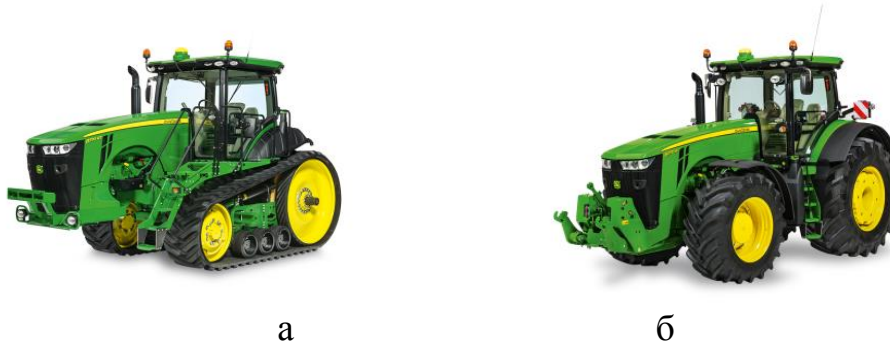


Рис.4 а) трактор John Deere 8320RT; б) трактор John Deere8320R

Серія 7. Трактори орієнтовані на роботу у важких місцях. Вони мають економічна витрата палива і гнучкі тягові характеристики.

7030

Потужні багатфункціональні трактора (185-215 к.с.) призначені для виконання широкого спектру робіт.

Мають 20/20 передач, вантажопідйомність задньої навіски 7,5-9,2 т., На передній осі можуть встановлюватися здвоєні колеса.

Модельний ряд - 7630, 7930, 7730.

7830

Універсально-просапні трактор John Deere 7830 (рис. 5) відноситься до 3 тягового класу, здатний виконувати різні сільськогосподарські роботи.



Рис. 5. Трактор John Deere7830

Серія 6.

6В

В шостій серії це найбільш прості трактора John Deere. Залежно від комплектації і різновидів встановлюваного зчеплення, трансмісії і ВВП, виробляються в модифікаціях Premium і Standard. При невисокій

потужності 95-135 к.с. машини надійні, ремонтпригодні, досить продуктивні - вантажопідйомність задньої навіски 4,1-5,4 т.

6D

Популярна серія 6115D, 6130D потужністю 113-130 к.с. Моделі переважно використовують в експлуатації з задньої трехточечной навішуванням і з переднім навантажувачем. [5]

6M

Це середні за габаритами і (110-195 к.с.) машини 6150M, 6170M з незалежної 3-підвіскою важеля TLS і ходозменшувателем.

6030

Дану серію представляють трактора JOHN DEERE 6230, 6430, 6830, 6930. Їх потужність 100-155 к.с. Відмінні риси: двигун має запас крутного моменту і додаткову потужність, можуть встановлюватися різні версії трансмісії. [6]



Рис. 6. Трактор John Deere 6930

Переваги і недоліки техніки John Deere:

Переваги:

- Перспектива агрегування великим асортиментом сільськогосподарського обладнання, завдяки потужності мотора, гідравліки; підтримки продукції різних виробників.

- Стильний дизайн, надійність, значна функціональність, працездатність, продуктивність.

- Придатність до експлуатації в будь-яких кліматичних зонах, температурних режимах.

- Якість збірки.

- Комфортність робочого місця оператора.

- Найсучасніше обладнання (особливо останніх моделей): електронікою, функцією точного землеробства.

- Створення умов дистанційного керування робочими процесами

- Простота ТО, довготривалий міжремонтний ресурс.

- Можливість оперативної заміни запчастин, витратних матеріалів за допомогою широко розвиненої мережі СО.

- Переверені часом репутація, надійність.

Недоліки:

- Досить значна вартість запчастин / витратних матеріалів.

- Складність усунення неполадок в польових обставин.

- Сервіс в далеко віддалених районах далекий від бездоганності.

- Відсутність інструкцій по самостійному усуненню поломок.

- Старші зразки John Deere, як інша ввізне техніка мають проблеми запуску при знижених температурах.

- Примхливість до якості палива. Низькосортний дизель може спровокувати неполадки, дострокове зношування.

- Електроніка передбачає кваліфіковане обслуговування. [7]

Висновки. Таким чином, трактори американської машинобудівної компанії John Deere вважаються одними з найбільш надійні і продуктивні сільськогосподарські машини середнього і важкого класу.

Техніка компанії John Deere практичні і економічні агрегати відрізняються довговічною службою, високою потужністю роботи і простотою у використанні, поєднує в собі відмінну якість збірки і найвищу ефективність незалежно від експлуатаційних умов. Для виробництва тракторів John Deere використовуються сучасні технології, що робить цю техніку однією з найбільш високотехнологічних на ринку.

Список використаних джерел:

1. Панченко А. І., Волошина А. А. Сучасні трактори сільськогосподарського призначення: посібник. Мелітополь: Люкс, 2019. 600 с.

2. Нові мобільні енергетичні засоби України: теоретичні основи використання в землеробстві: навч. посібник / В. Т. Надикто та ін. Мелітополь, 2005. 337 с.

3. Милаева И. И. Применяемые трактора в Украине для сельскохозяйственных работ. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2017. Вип. 17, т. 3. С. 160-166.

3. Милаева И. И. Эволюция развития тракторов. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2019. Вип. 19. т. 4. С. 270-278. DOI: 10.31388/2078-0877-19-4-270-278.

5. Трактора John Deere. URL: <https://www.deere.ua/ru/тракторы/> (дата звернення: 13.10.2020).

6. Трактора John Deere. URL: <http://allspectech.com/selhoztehnika/dlya-zemledeliya/mashinno-traktornye-agregaty/traktora/modeli-john-deere.htm> (дата звернення: 13.10.2020).

7. Трактора John Deere. URL: <http://allspectech.com/selhoztehnika/dlya-zemledeliya/mashinno-traktornye-agregaty/traktora/modeli-john-deere.html> (дата звернення: 13.10.2020).

ОСОБЛИВОСТІ МОДЕЛЬНОГО РЯДА ТРАКТОРІВ JOHN DEERE

Мілаєва І. І., Мілаєв О. І.

Анотація

В роботі представлений модельний ряд тракторів John Deere їх технічна характеристика. В статті розглянуті основні етапи та напрямки розвитку, описані особливості пристрою, переваги тракторів перед другими енергонасиченими тракторами. Модельний ряд тракторів John Deere досить великий, охоплює 6 серій. Кожна включає кілька варіантів машин, розроблених за загальним принципом, але розрізняються потужністю, трансмісіями, габаритами, кліренсом, іншими параметрами. Порівняння будь-якої моделі John Deere з рівнозначними представниками інших виробників виграно виділяє першу вдалою складанням, що надає безперешкодний доступ до точок сервісного обслуговування, що мінімізує трудомісткість, простої. Трактора фірми притаманні значні показники міцності, працездатності, функціональності, енергозбереження, при збереженні характерних легкості, комфортності.

Ключеві слова : сільськогосподарський трактор, потужність двигуна, мобільна сільськогосподарська техніка, Deere & Company, паливо, токсичність, витрата палива, двигун, трансмісія, ходова частина.

ОСОБЕННОСТИ МОДЕЛЬНОГО РЯДА ТРАКТОРОВ JOHN DEERE

Милаева И. И., Милаев О. И.

Аннотация

В работе представлен модельный ряд тракторов John Deere их техническая характеристика. В статье рассмотрены основные этапы и направления развития, описаны особенности устройства, преимущества тракторов перед другими энергонасыщенными тракторами. Модельный ряд тракторов John Deere достаточно большой, охватывает 9 серий. Каждая включает несколько вариантов машин, разработанных по общему принципу, но различаются мощностью, трансмиссиями, габаритам, клиренсом, другими параметрами. Сельхозтехника John Deere сверхнадежная, производительная, функциональная и универсальная, что позволяет использовать ее в различных сферах народного хозяйства. Фермеры и земледельцы, предприниматели выбирают ее и за другие сильные стороны: широкий модельный ряд, в котором присутствуют колесные и гусеничные машины с полным приводом; мощные, но экономичные в плане потребления ресурсов агрегаты; высочайшее качество сборки; длительная эксплуатация даже в сложных условиях и при интенсивной нагрузке; легкое управление благодаря системе автоматического вождения; эргономичная кабина с регулируемым сиденьем оператора; высокая грузоподъемность машины; широкий ассортимент

навесного обладнання, яке може агрегатуватися трактором John Deere; віддалена телеметрія. Трактори фірми John Deere характеризуються значущими показниками міцності, спроможності, функціональності, енергозбереження, при збереженні характерних легкості, зручності.

Ключові слова : сільськогосподарський трактор, потужність двигуна, мобільна сільськогосподарська техніка, Deere & Company, паливо, токсичність, витрати палива, двигун, трансмісія, ходова частина.

FEATURES OF A MODEL RANGE OF JOHN DEERE TRACTORS

I. Milayeva, A. Milayev

Summary

The model range of John Deere tractors and their technical characteristics are presented in the work. The article considers the main stages and directions of development, describes the features of the device, the advantages of tractors over other energy-intensive tractors. The range of John Deere tractors is quite large, covering 9 series. Each includes several variants of cars developed on the general principle, but differ in power, transmissions, dimensions, clearance, other parameters. John Deere agricultural machinery is extremely reliable, productive, functional and versatile, which allows it to be used in various spheres of the national economy. Farmers and farmers, entrepreneurs choose it for other strengths: a wide model range, which includes wheeled and tracked vehicles with all-wheel drive; powerful, but economical in terms of resource consumption units; the highest build quality; long-term operation even in difficult conditions and under intense load; easy control thanks to the automatic driving system; ergonomic cab with adjustable operator's seat; high carrying capacity of the machine; wide range of attachments that can be aggregated with a John Deere tractor; remote telemetry. The company's tractors are characterized by significant indicators of strength, efficiency, functionality, energy saving, while maintaining the characteristic lightness and comfort.

Keywords : agricultural tractor, engine power, mobile agricultural machinery, Deere & Company, fuel, toxicity, fuel consumption, engine, transmission, chassis.

УДК 637.134

DOI: 10.31388/2078-0877-2020-20-4-266-274

АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ГОМОГЕНІЗАТОРІВ МОЛОКА

Ковальов О. О., інженер

ORCID 0000-0002-4974-5201

Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного

e-mail: ophv@tsatu.edu.ua

Постановка проблеми. Гомогенізація являє собою технологічний процес, який виконується для більшості молочних продуктів. Його метою є зменшення середнього діаметра жирових кульок (СЖК) та забезпечення їх рівномірного розподілу в об'ємі молочної плазми. Однак, для отримання молочної емульсії, показники дисперсності якої знаходяться в межах технологічно обумовлених значень (0,8-1,2 мкм) питомі енерговитрати для найбільш розповсюджених в промисловості клапанних гомогенізаторів можуть сягати понад 8 кВт·год/т гомогенізованого молока [1]. Разом з цим слід відзначити, що енергетичні витрати на гомогенізацію складають значний відсоток в енергетичному балансі кожної з технологій переробки молочних продуктів. Отже для підвищення конкурентоспроможності виробників та зростання споживчого попиту необхідно при забезпеченні середнього діаметра жирових кульок після диспергування на рівні клапанних гомогенізаторів досягти суттєвого зниження енерговитрат процесу. Збільшення енергоефективності диспергування молочних емульсій ускладнюється відсутністю загальної теоретичної бази гомогенізації [2, 3]. Це пов'язано в першу чергу зі складністю проведення досліджень, оскільки робочі швидкості руху компонентів емульсії перевищують 100 м/с, а розмір часток жирової фази складає менше 1 мкм [2].

Аналіз останніх досліджень. Відомо близько 10 гіпотез гомогенізації, серед яких [1, 3]:

- руйнування під впливом дії повздовжнього градієнта швидкості потоку при вході у клапанну щілину (М. В. Барановського);
- руйнування під впливом поперечного градієнту швидкості потоку у клапанній щілині (Ребіндера і Вітгінга);
- руйнування за рахунок відцентрової сили при обертальному русі жирової кульки у градієнтному полі швидкостей (В. Д. Суркова);
- руйнування за рахунок кавітації;
- руйнування здуванням мікрочасток з поверхні жирової кульки (М. М. Орешіної);

- гіпотеза субкавітаційної гомогенізації (Є. А. Фіалкової);
- гіпотеза руйнування при створенні максимальної різниці швидкостей дисперсійної і дисперсної фаз (К. О. Самойчука).

На основі цих гіпотез було розроблено понад 25 пристроїв для диспергування, однак жоден з них не вирішує проблеми підвищення енергоефективності процесу.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Для розробки більш енергоефективних типів гомогенізаторів необхідно проаналізувати відомі пристрої для диспергування з точки зору енерговитрат і якості гомогенізації. Проведення аналізу відомих конструкцій дозволить обґрунтувати в ході подальших досліджень будову камери енергоефективного гомогенізатора. Отже метою статті є аналіз відомих конструкцій, які використовуються для гомогенізації молочних емульсій.

Основна частина. Клапанні гомогенізатори, незважаючи на їх розміри, високі енерговитрати та вібрацію при роботі, отримали найбільше розповсюдження в молокопереробній промисловості. Швидкість руху жирової кульки при їх використанні залежить від тиску гомогенізації. При цьому швидкість руху жирової кульки в нагнітаючій камері гомогенізуючої головки складає близько 9 м/с, а в клапанній щілині порядку 150-200 м/с. Незважаючи на наявність великої кількості клапанних гомогенізаторів, їх основні техніко-економічні та технологічні параметри коливаються у невеликих межах [4, 5]. Незважаючи на високе середнє значення (78%) коефіцієнту корисної дії клапанних гомогенізаторів можливості їхнього вдосконалення є практично вичерпаними. Зважаючи на це велика частина удосконалень клапанних гомогенізаторів орієнтована на зміну параметрів режиму диспергування. Додаткові міри та технологічні рішення можуть забезпечити лише до 20% енергозбереження при їх впровадженні у виробництво [1, 5].

До щілинних гомогенізаторів відносять клапанні, гвинтові, конструкції. В них руйнування відбувається за рахунок нагнітання продукту крізь щілину. Філерні гомогенізатори діють за принципом продавлювання продукту через спрофільовані отвори, розташовані на однаковій відстані з постійним або регульованим перерізом. Гідродинамічне руйнування жирової фази відбувається за рахунок інтенсивної турбулентності та виникнення кавітаційних ефектів [6]. Ефективність гомогенізації в таких пристроях складає 17%, а при більш тривалій обробці може сягати 20% [4].

Вібратори застосовуються для обробки жирової фази молока та вершків та є різновидами ультразвукової обробки. При тиску обробки вібратора, значення якого дорівнюють $40-50 \cdot 10^2$ кПа СЖК, не перевищує 2 мкм. При впливі на молоко ультразвукових хвиль

спостерігається бактерицидний ефект, однак обробка на вібраторі здатна інтенсифікувати розвиток молочнокислих бактерій [5, 7].

У відцентрових гомогенізаторах під дією кутової швидкості обертання ротора рідина під тиском проходить крізь сопла або щільові отвори [1]. Ефективність гомогенізації в даному типі гомогенізатора залежить від тиску під дією якого рідина виходить з сопел або щільових отворів ротора, що обертається та ударяється в пристосування для зниження швидкості продукта, при цьому ефективність диспергування складає приблизно 35% [1, 7].

Роторно-пульсаційні апарати забезпечують інтенсифікацію процесу перемішування за рахунок використання активних гідродинамічних режимів в широкому діапазоні частоти коливань, що поєднується з одночасним впливом на частки дисперсної фази (механічним, гідродинамічним, гідроакустичним) [8]. Роторно-пульсаційні установки (РПУ-0,3; РПУ-0,8; РПУ-1,5) забезпечують отримання високодисперсних емульсій та суспензій. Обладнання такого типу характеризується високою температурою обробки продукта (майже 100°C), ступенем гомогенізації (до 60%) та високими енергетичними витратами [1, 5].

Насоси-гомогенізатори серії НГД є пристроями роторно-пульсаційного типу, які поєднують властивості РПА та відцентрового насоса. В гідродинамічному режимі роботи насоса відбувається пульсаційні перетворення акустичного поля на кавітаційну енергію. Ефективність обробки продукту залежить від часу знаходження в акустичному полі та розклинюючої дії градієнту швидкості, який в залежить від швидкості ротора та напора насосу [4, 8].

Одним з рішень роздільної гомогенізації може бути застосування апаратів відцентрового типу-кларифікаторів [1, 5]. Дисперсність жирової фази в молоці, обробленому на такому апараті відповідає дисперсності жиру в молоці, обробленому на клапанному гомогенізаторі при тиску 5-8 МПа, а ефективність складає біля 40% .

Відоме авторське свідоцтво, в якому запобігається піноутворення [5, 8], відцентровий гомогенізатор Лук'янова.Н.Я, який має меншу металоємність, характеризується простотою конструкції та дозволяє досягти ступеню гомогенізації до 70% [1]. В цілому, відцентрові гомогенізатори характеризуються меншою металоємністю порівняно з клапанними, але вони дають недостатньо високий ступінь гомогенізації (55-60%) та мають високі витрати потужності [4].

Електрогідравлічна гомогенізація молока та вплив на молочні емульсії електрогідравлічного удару засновані на ефекті, який виникає в результаті створення надвисоких імпульсних тисків рідині (10000 МПа), що викликають виникнення ударних хвиль. Недоліком методу є те, що при обробці може відбуватись коалесценція часток дисперсної

фази. Ефект, який досягається при такій обробці є високим, руйнування жирових кульок в 4-5 разів (1,5 мкм). Короткочасний вплив не змінює технологічні властивості молока, але тривала дія ударних хвиль може змінювати смак продукту [9].

Ультразвуковий метод емульгування відноситься до ефективних способів диспергування, оскільки ступінь емульгування складає 95%. Метод забезпечує високий ступінь дисперсності (0,1-0,5 мкм) та стійкість емульсії при тривалому зберіганні. Металоємність та енергоємність такого гомогенізатору порівняно з гомогенізатором ОГМ такої ж продуктивності нижче в 5-7 разів [1, 8]. Недоліком використання ультразвуку є той факт, що впровадження акустичних технологій обумовлює необхідність коригування параметрів технологічних процесів. Недостатньо дослідженим є вплив ультразвуку на зміну фізико-хімічних властивостей молока та його компонентів. Відомо, що в молоці може з'явитись присмак топленого молока, значно зменшується в'язкість молока, що вказує на деструкцію білкових сполук [4].

Інститутом технічної теплофізики НАН України на основі методу дискретно-імпульсного введення енергії запропонований новий метод гомогенізації та обладнання для його здійснення: вакуумні гомогенізатори ВГ-5, В-5М та ВГ-10 [5, 10]. Проведені дослідження показали, що ВГ-5 характеризується нижчою, порівняно з А1-ОГМ ефективністю гомогенізації, дещо більшим середнім діаметром часток 1,7 мкм проти 1,2 мкм, а широта їх розподілу прирівняна до клапанної. Але при цьому ВГ-5 характеризується в 2,3 рази меншою енергоємністю та в 3 рази меншою металоємністю. Вакуумна гомогенізація дозволяє уникнути недоліків клапанних машин у відношенні забезпечення стабільності продукту. При цьому можливе досягнення наступних ефектів: зниження кислотності, підвищення термостійкості, дегазація, дезодорація та часткове пригнічування мікрофлори [10].

Сопловий агрегат марки ОГВ, розроблений Грановським, згідно проведених досліджень має більший ефект гомогенізації ніж клапанний при більш низькому тиску, та відповідно енерговитратах. При тиску до 10 МПа його ефективність складає не нижче 70%, а СЖК дорівнює 1,2 мкм. Робоча частина гомогенізатору складається з двох камер в кожній з яких часткам надається спочатку обертального руху, потім поступального. Руйнування відбувається при проходженні продукту крізь калібровані отвори при нагнітанні з однієї камери в іншу [4, 8].

У вихровому гомогенізаторі вихори поділяються на два потоки: основний, який знаходиться у центрі та являється визначальним в процесі гомогенізації та пристінний, що виключає вихід

необробленого продукту. Шляхом регулювання відстані в кільцевій щілині встановлюються оптимальні режими роботи пристрою [10]. Дослідники процесу стверджують, що даний спосіб забезпечує високу ефективність руйнування жирових кульок при використанні вихрового ефекта Ранка-Хільша. Однак енерговитрати метода є ще надто високими: при потужності 19 кВт та тиску гомогенізації 12,5 МПа СЖК складає 1,05 мкм [1, 5].

Перспективним шляхом інтенсифікації диспергування та гомогенізації є створення конструкцій, які збільшують турбулізацію та завихрення потоків за зниження енергоємності та металоємності. Гомогенізація відбувається за рахунок енергії струменю, частково кавітації, створення інтенсивних турбулентних пульсацій та реалізації принципу створення максимальної різниці швидкостей дисперсійної та дисперсної фаз [11]. Про актуальність наряду розвитку струминного диспергування емульсій свідчить значна кількість принципово різних конструкцій струминних гомогенізаторів молока, розроблених останнім часом. До них відносять: протитечіно-струминні, ударно-струминні, кавітаційні гідродинамічні, струминні з роздільним подаванням жирової фази, міні-міксери і мікрофлюїдизатори [12]. Молочну емульсію з найбільш дрібним СЖК (0,1 мкм та менше) можливо отримати при використанні мікрофлюїдизаторів. Але такі пристрої характеризуються невисокою продуктивністю та високими питомими енерговитратами, значення яких перевершує показники клапанних гомогенізаторів. Враховуючи це мікрофлюїдизатори не отримали широкого впровадження на молокозаводах [12].

Протитечіно-струменевий гомогенізатор складається з енергетичного вузлу та форсунок, куди нагнітається молоко [13]. Протитечіно-струминний гомогенізатор молока забезпечує СЖК на рівні 0,75-0,85 мкм, та має питомі енерговитрати на рівні 1,2-1,5 кВт·год/т. Поряд з цим, він характеризується таким суттєвим недоліком, як істотне піноутворення, що відбувається внаслідок дестабілізації білкової фази, яка відбувається при зіткненні потоків. Такі ж проблеми має ударно-струминний диспергатор, в якому гомогенізація молочної емульсії відбувається при зіткненні струменя молока з твердими поверхнями різної форми. Такий тип гомогенізатора відрізняється меншою енергоефективністю, ніж протитечіно-струминний, що обумовило припинення його подальших досліджень [7, 13].

Відомі результати досліджень, які свідчать, що досягти зниження енерговитрат можливо за рахунок використання міні-міксерів П-подібної або Т-подібної форми. У них до потоку вершків, які рухаються по центральному каналу зі швидкістю вище 100 м/с по

каналах, розташованих перпендикулярно до напрямку руху знежиреного молока, подається дисперсійне середовище. Такі конструкції характеризуються помірними витратами енергії (1,5-1,7 кВт•год/т), а СЖК після гомогенізації в них складає 1,0-1,1 мкм [1, 14]. В мікроміксерях не досягається ефективна дія потоку вершків на струмінь знежиреного молока, а оптимізація форми внутрішніх каналів міні-міксерів, практично не вирішує цієї проблеми [14].

Пристрій для проведення струминної гомогенізації молока з роздільною подачею вершків складається з камери гомогенізації, утворюючі якої формують місце найбільшого звуження, у якому до знежиреного молока, що рухається з високою швидкістю, подаються вершки, кількість яких розраховується з рівняння матеріального балансу [15]. Але гомогенізатори цього типу відрізняються прискореною облітерацією каналів, діаметром 0,6-0,8 мм, які виготовляються такого малого діаметра для забезпечення СЖК на рівні клапанних диспергаторів [3, 15].

Таким чином жодна з конструкцій для диспергування жирової фази не може забезпечити підвищення енергоефективності процесу. Це пов'язано або з високими значеннями питомих енерговитрат, або з високими показниками СЖК після гомогенізації. Нові типи струминних гомогенізаторів вирішують проблему підвищення енергоефективності. Однак кожен з них має недоліки, наявність яких обумовлює відсутність широкого впровадження цих пристроїв. Усунути проблеми струминних гомогенізаторів при одночасному підвищенні енергоефективності процесу дозволить розробка струминно-щілинного гомогенізатора молока.

Висновки. Всі наведені конструкції, окрім клапанних гомогенізаторів не знайшли широкого використання для переробки молочних продуктів. Це пов'язано або з їх високими енерговитратами, як у випадку з мікрофлюїдизаторами та вихровими диспергаторами або з високими значеннями середнього діаметра жирових кульок (відцентрові, електрогідравлічні, вібраційні). Деякі з нових конструкцій (протитечійно-струминний та струминний гомогенізатор молока з роздільною подачею вершків) дозволяють забезпечити зменшення середнього діаметра жирових кульок до 0,75-1,1 мкм при питомих енергетичних витратах відповідно 1,1-1,5 та 0,8-0,9 кВт•год/т. Але незважаючи на високу енергоефективність, такі конструкції мають недоліки, які проявляються у вигляді піноутворення для протитечійно-струминного та швидкої облітерації каналів для подавання вершків для струминного гомогенізатора молока з роздільною подачею вершків. Згідно результатів аналізу для забезпечення високої енергоефективності при одночасному усуненні

вказаних недоліків пропонується розробити конструкцію та провести дослідження струминно-щілинного гомогенізатора молока.

Список використаних джерел:

1. Walstra P. Homogenization. *Dairy Science and Technology*. London; New York, 2006. P. 279.
2. Фиалкова Е. А. Гомогенизация. Новый взгляд: монография–справочник. Санкт-Петербург: ГИОРД, 2006. 392 с.
3. Самойчук К. О. Розвиток наукових основ гідродинамічного диспергування молочних емульсій: автореферат дис. ... д-ра техн. наук: 05.18.12. Харків, 2018. 44 с.
4. Бредихин С. А. Технология и техника переработки молока. Москва: Колос, 2003. 400 с.
5. Мухин А. А., Кузьмин Ю. Н., Гисин И. Б. Гомогенизаторы для молочной промышленности. Москва: Пищевая промышленность, 1976. 66 с.
6. Dairy technology: Principles of Milk Properties and Processes / P. Walstra et al. Part II: Processes. New York: Marcel Dekker, Inc., 1999. 246 p.
7. Research into milk homogenization in the pulsation machine with a vibrating rotor / K. Samoichuk et al. *Eastern-European journal of enterprise technologies*. 2016. № 6/11 (84). P. 16–21. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2016.86974>.
8. Bylund G. Homogenizers. *Dairy Processing Handbook*. Lund, Sweden, 2003. P. 115–122.
9. Scale-up of microreactor: Effects of hydrodynamic diameter on liquid–liquid flow and mass transfer / X. Wang et al. *Chemical Engineering Science*. 2020. Vol. 226 (115838). DOI: 10.1016/j.ces.2020.115838.
10. Нужин Е. В., Гладушняк А. К. Гомогенизация и гомогенизаторы: монография. Одесса: Печатный дом, 2007. 263 с.
11. Samoichuk K., Zahorko N., Oleksienko V., Petrychenko S. Generalization of Factors of Milk Homogenization. *Modern Development Paths of Agricultural Production. Trends and Innovations: Conference proceedings*. Springer, 2019. P. 192–198.
12. Huppertz T. Homogenization of Milk: Other Types of Homogenizer (High-Speed Mixing, Ultrasonics, Microfluidizers, Membrane Emulsification). *Encyclopedia of Dairy Sciences*. 2nd Edition. 2011. P. 761–764. DOI: 10.1016/B978-0-12-374407-4.00226-0.
13. Самойчук К. О. Обґрунтування параметрів та режимів роботи протитечійно-струменевого диспергатора молока: автореф дис. ... канд. техн. наук : 05.18.12. Донецьк, 2008, 20 с.

14. Самойчук К. О., Ковальов О. О., Дейниченко Г. В. Конструкції струминних диспергаторів жирової фази молока. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2016. Вип. 16, т. 1. С. 219–228.

АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ГОМОГЕНІЗАТОРІВ МОЛОКА

Ковальов О. О.

Анотація

Однією з основних проблем молокопереробної промисловості є високі енергетичні витрати процесу. Дослідження шляхів їх зниження поки не дало істотних результатів. Створені на базі відомих гіпотез кілька десятків конструкцій, не знайшли широкого застосування в молокопереробній промисловості. Одна група конструкцій (клапанні гомогенізатори та мікрофлюїдизатори) забезпечують обумовлену технологією величину середнього діаметра жирових кульок, але мають надто високі енерговитрати. Інші конструкції (вібраційні, електрогідрравлічні, відцентрові) дозволяють знизити питомі енергетичні витрати процесу диспергування до 3-5 разів, однак при їх використанні середній діаметр жирових кульок після диспергування має досить високі значення.

Дані досліджень протитечійно-струминного і струменевого гомогенізатора молока з роздільною подачею вершків, свідчать про те, що їх використання дозволяє отримати продукт, середній діаметр жирових кульок в якому становить 0,75-1,1 мкм. При цьому енергетичні витрати таких конструкцій становлять від 0,8-0,9 кВт • год/т до 1,1-1,5 кВт•год/т. У статті пропонується розробити струменево-щілинний гомогенізатор молока, який при прогнозовано високих показниках енергетичної ефективності дозволить усунути проблеми, властиві іншим струминним диспергаторам.

Ключові слова: жирова кулька, гомогенізація, молоко, щілинний гомогенізатор, струминний гомогенізатор, диспергування.

АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ ГОМОГЕНИЗАТОРОВ МОЛОКА

Ковалев А. А.

Аннотация

Одной из основных проблем молокоперерабатывающей промышленности являются высокие энергетические затраты процесса. Исследование путей их снижения пока не дало существенных результатов. Главным образом это связано с отсутствием общей теории процесса диспергирования, обобщающие используемые данные о процессах, обуславливающих разрушение жировых шариков. Созданные на базе известных гипотез несколько десятков конструкций, не нашли широкого применения в молокоперерабатывающей промышленности.

Статья посвящена анализу конструкций диспергаторов, как с точки зрения энергетических затрат и показателей качества гомогенизации. Результаты анализа позволяют утверждать о наличии конструкций, обеспечивающих высокие показатели качества диспергирования. Однако такие конструкции (клапанные диспергаторы и микрофлюидизаторы) характеризуются высокими удельными затратами энергии и практически не имеют возможности их снижения. Другие конструкции (вибрационные, электрогидравлические, центробежные) позволяют

снизить удельные энергетические затраты процесса диспергирования до 3–5 раз. Однако вместе с этим такие конструкции отличаются тем, что при их использовании средний диаметр жировых шариков после диспергирования имеет достаточно высокие значения.

Данные исследований противоточно-струйного и струйного гомогенизатора молока с отдельной подачей сливок, свидетельствуют о том, что их использование позволяет получить продукт, средний диаметр жировых шариков в котором составляет 0,75–1,1 мкм. При этом энергетические затраты таких конструкций составляют от 0,8–0,9 кВт•ч/т до 1,1–1,5 кВт•ч/т. Поскольку эти конструкции имеют проблемы, связанные с образованием пены и ускоренным процессом облитерации каналов для подачи сливок, они не нашли широкого применения в молочной промышленности. В статье предлагается разработать струйно-щелевой гомогенизатор молока. При прогнозируемо высоких показателях энергоэффективности его использование позволит устранить проблемы, присущие другим струйным диспергаторам.

Ключевые слова: гомогенизация, щелевой гомогенизатор, жировой шарик, струйный гомогенизатор, диспергирование, молоко.

ANALYSIS OF MILK HOMOGENIZERS

O. Kovalyov

Summary

One of the main problems of the dairy industry is the high energy consumption of the process. Research on ways to reduce them has not yet yielded significant results. This is mainly due to the lack of a general theory of the dispersion process, which summarizes the data used on the processes that cause the destruction of fat globules. Several designs created on the basis of known hypotheses have not found wide application in the milk processing industry. The article is devoted to the analysis of the design of dispersants, both in terms of energy costs and indicators of the quality of homogenization. The results of the analysis allow us to assert the presence of structures that provide high indicators of dispersion quality. However, such designs (valve dispersers and microfluidizers) have high specific energy costs and practically have no possibility of reducing them. Other designs (vibrating, electro-hydraulic, centrifugal) can reduce the specific energy consumption of the dispersion process by up to 3–5 times. However, at the same time, such structures are distinguished by the fact that when they are used, the average diameter of the fat globules after dispersion has rather high values. The research data of the countercurrent-jet and jet milk homogenizer with separate feeding of cream indicate that their use makes it possible to obtain a product with an average diameter of fat globules of 0.75–1.1 microns. At the same time, the energy consumption of such structures ranges from 0.8–0.9 kW•h/t for jet milk homogenizers with a separate supply of cream to 1.1–1.5 kW•h/t for counter-current jet dispersants. Since these designs have problems associated with the formation of foam and the accelerated process of obliteration of the channels for the delivery of cream, they have not found widespread use in the dairy industry.

Summary of article. The article proposes to develop a jet-slot milk homogenizer, which, with predictably high energy efficiency, will eliminate the problems inherent in other jet homogenizers.

Key of words: homogenization, slot type homogenizer, fat globul, jet homogenizer, dispergating, milk.