

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ



ПРАЦІ
Таврійського державного
агротехнологічного університету

Випуск 18. Том 2

Наукове фахове видання

Технічні науки

Мелітополь – 2018

УДК 631.3**Т 13**

Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2018. – Вип. 18, т. 2. – 308 с.

Друкується за рішенням Вченої Ради ТДАТУ,
Протокол № 5 від 26.12.2018 р.

У збірнику наукових праць опубліковано матеріали за результатами досліджень у галузі механізації сільського господарства.

Видання призначене для наукових працівників, викладачів, аспірантів, інженерно–технічного персоналу і студентів, які спеціалізуються у відповідних або суміжних галузях науки та напрямках виробництва.

Редакційна колегія праць ТДАТУ:

Кюрчев В. М. – чл.–кор. НААН України, д.т.н., проф., ректор ТДАТУ (головний редактор); Надикто В. Т. – чл.–кор. НААН України, д.т.н., проф. (заступник головного редактора); Діордієв В. Т. – д.т.н., проф. (відповідальний секретар); Гнатушенко В. В. – д.т.н., проф.; Дідур В. А. – д.т.н., проф.; Єремєєв В. С. – д.т.н., проф.; Назаренко І. П. – д.т.н., проф.; Леженкін О. М. – д.т.н., проф.; Малкіна В. М. – д.т.н., проф.; Михайлов Є. В. – д.т.н., доц.; Панченко А. І. – д.т.н., проф.; Скляр О. Г. – к.т.н., проф.; Волошина А. А. – д.т.н., проф.; Тарасенко В. В. – д.т.н., проф.; Караєв О. І. – д.т.н., с.н.с.; Федюшко Ю. М. – д.т.н., проф.; Фурман І. О. – д.т.н., проф.

Відповідальний за випуск – д.т.н., проф. Панченко А.І.

Адреса редакції: ТДАТУ

просп. Б. Хмельницького 18,
м. Мелітополь Запорізька обл.
72312 Україна

ISSN 2078–0877

© Таврійський державний
агротехнологічний університет, 2018

**МАШИНИ І ЗАСОБИ МЕХАНІЗАЦІЇ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА**

УДК 62–82

**ДИНАМІКА МЕХАТРОННИХ ГІДРОАГРЕГАТІВ МОБІЛЬНИХ
МАШИН ЗІ ЗВОРОТНИМ ЗВ'ЯЗКОМ ПО ЗУСИЛЛЮ**

Лур'є З. Я., д.т.н.,

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»;

Панченко А. І., д.т.н.,

Таврійський державний агротехнологічний університет, м. Мелітополь;

Цента Є. М., к.т.н.,

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

Тел. (0619) 42–04–42.

Анотація – робота присвячена моделюванню робочого процесу мехатронного гідроагрегату навісного обладнання трактора, при якому задаючий вплив і зворотний зв'язок є тяговими зусиллями. У процесі дослідження виникла необхідність розробки коригувальних пристроїв, що забезпечують формування відповідних керуючих впливів на гідромеханічну частину мехатронних гідроагрегатів. Рішення поставленого завдання забезпечено синтезом пристроїв управління при оптимізації методом Polak Ribilre в пакеті VisSim і методом проб і помилок. Отримані осцилограми змінних робочого процесу з нерівностями оброблюваної поверхні ґрунту на основі даних для трактора Т–150К на стерні пшениці з виявленими двома резонансними частотами $\omega_1 = 0,52 \text{ с}^{-1}$ і $\omega_2 = 0,08 \text{ с}^{-1}$ та ін., добре узгоджуються з фізичним аналізом досліджуваних процесів. Розроблена нелінійна модель з синтезованими пристроями, нелінійної моделлю датчика за формулою Горячкіна і результати досліджень можуть бути використані при проектуванні мехатронних гідроагрегатів для інших мобільних машин.

Ключові слова – мехатронний гідроагрегат, навісне обладнання, режим зусилля, коригуючий пристрій, математична

модель, синтез.

Постановка проблеми. Нині у світовій практиці чітко намітилася тенденція створення більш досконалих мехатронних гідроагрегатів (МГА) для тракторів і інших мобільних машин, оснащених гідравлічною апаратурою з пропорційним керуванням, вимірювальними перетворювачами (датчиками) переміщень рухомих елементів (золотників, плунжерів, штоків гідроциліндрів, робочих органів гідрофікованих машин). Як пристрої керування, що входять до складу МГА, використовуються мікропроцесори, програмовані контролери, ЕОМ. З'являється можливість розв'язувати дуже важливі проблеми, вирішення яких було пов'язане з великими труднощами або практично неможливе, глибше дослідити і покращити їх робочі процеси. Наприклад, стосовно до сільськогосподарського трактора можна віднести такі актуальні проблеми:

- пошук ефективних шляхів зниження значних коливань швидкості переміщення робочих органів і пульсацій тисків робочої рідини (далі РР) в різних точках (ділянках) МГА за рахунок великих інерційних мас і об'ємів стискуваної РР (одне із реальних рішень цієї проблеми викладено у роботі [1]);

- забезпечення поліпшених динамічних характеристик режиму тягового зусилля трактора;

- підвищення статичної та динамічної точності відпрацювання малих заданих переміщень використовуваного знаряддя, неузгодженостей у замкнутих системах тощо.

Вирішення даних проблем спрямоване на забезпечення в цілому робочого процесу МГА з високими показниками якості.

Ця стаття присвячена теоретичним і практичним аспектам з актуальної проблеми забезпечення поліпшених динамічних характеристик режиму зусилля в МГА мобільних машин. Об'єктом дослідження є робочий процес режиму зміни зусилля МГА навісного обладнання (НО) сільськогосподарського трактора.

Аналіз останніх досліджень. Практика показує, що одним із важливих режимів роботи сільськогосподарського трактора при обробці ґрунту є режим зміни його тягового зусилля, при якому система управління для забезпечення підтримки заданої сили тяги на крюку отримує в якості зворотнього зв'язку від датчика фактичне значення зміни цієї сили.

В опублікованих раніше роботах [2 – 4] містяться результати розроблення і досліджень (в тому числі експериментальних), присвячені створенню систем силового управління для сільськогосподарських тракторів до появи МГА навісного обладнання, сформульовані оцінки ефективності використання систем

силового управління.

В роботі [2] зазначається, що в результаті функціонування таких систем тягове зусилля змінюється від глибини оранки за лінійним законом. При цьому приймається припущення, що можна не рахуватися з незначною нелінійністю для невеликих відхилень глибини, які допускаються агровимогами і реалізуються системою. Справедливість цього припущення, на думку автора роботи [2], підтверджується експериментальними даними про лінійний характер залежності, отриманими при ідентифікації навісного плуга ПЛН-5-35 як об'єкта автоматичного регулювання [5, 6]. Однак при великих нерівностях поверхні оброблюваного ґрунту, при заглибленні і виглибленні сільгоспзнаряддя прийнятий автором [2] лінійний закон априорі порушується.

Робота [3] присвячена важливому питанню динаміки: перехідним процесам гідромеханічної системи силового регулювання глибини оранки. Хоча ця праця відноситься до 80-х років ХХ століття, але забезпечення високих показників якості (швидкодії, значень перерегулювання і ін.) перехідного процесу залишається значимим і для новостворюваних перспективних систем МГА. Практичний інтерес представляють перехідні процеси (рис. 1), отримані при зміні навантаження в діапазоні $\Delta F = 9-10$ кН, швидкості зміни навантаження $\Delta F/\Delta t = 120-130$ кН/с, часу регулювання $t_p = 1,7-2$ с.

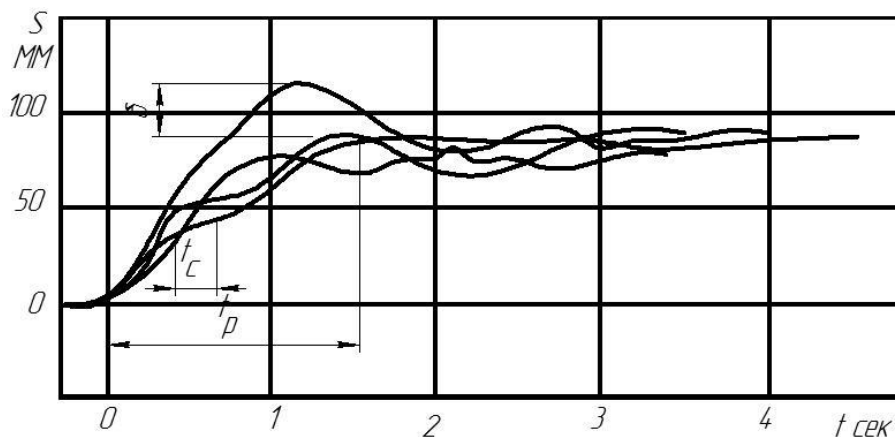


Рис. 1. Перехідні процеси системи автоматичного регулювання ходу плуга:

S – хід штока силового циліндра, t_p – час перехідного процесу (регулювання), t_c – тривалість зупинки при русі штока в процесі регулювання, δ – перерегулювання

В роботі [4] обговорюються питання динаміки гідромеханічної системи регулювання режимів (в тому числі і режим зусилля)

функціонування орного агрегату. Запропонована математична модель представлена системою лінеаризованих рівнянь у вигляді передавальних функцій. Тут також прийнято, що тягове зусилля трактора лінійно залежить від тягового опору орного чи іншого ґрунтообробного знаряддя.

В роботі [7] належну увагу приділено аналізу чотирьох рівнянь тягового навантаження, що виявляє істотний вплив на роботу гідравлічних і механічних елементів трактора. Автори рекомендують використовувати формулу В.П. Горячкіна. Наведено інтервали чисельних значень коефіцієнтів, що спираються на експериментальні дані [8, 9].

Робота [10] присвячена розвитку методів тягового розрахунку трактора і розробці математичної моделі, яка дозволяє оцінити функціональні якості машинно–тракторного агрегату з урахуванням обмежень по швидкості обробки ґрунту, його допустимого ущільнення з позицій максимуму продуктивності, мінімуму витрати пального та ін. Розрахунки проводили для виконання орних робіт на різних фонах середнього суглинку з використанням «раціональної» формули В.П. Горячкіна. В якості вихідних даних для робіт, виконуваних орним агрегатом на базі трактора ХТЗ–17221, обрані: глибина оранки $h = 0,27$ м, ґрунт – середній суглинок з коефіцієнтом опору деформації пласта робочими органами плуга $K = 40–60$ кН/м², $\varepsilon = 2–3$ кН·с²/м⁴. Ці цифрові значення допомагають уточнити вихідні дані при дослідженні математичної моделі МГА, обговорюваної у цій статті.

У публікаціях авторів закордонних і вітчизняних фірм–розробників МГА до теперішнього часу відсутня інформація про математичні моделі МГА в режимі зміни тягового зусилля трактора і результати дослідження цього режиму.

У висновку приділимо увагу короткому огляду літературних джерел з питання агропоказників і агровимог режиму зусилля на тракторі, який оснащений силовою системою регулювання (рис.2) [4].

Від насоса 1 через розподільник 11 при нейтральному положенні золотника 4 РР надходить на злив. Виконавчий гідроциліндр 2 у цьому випадку знаходиться у фіксованому положенні. Поршнева і штокова порожнини гідроциліндра 7, з'єднаного з центральною тягою 8 навісного механізму 10, з'єднані між собою клапаном 6. При цьому пружний елемент 9 центральної тяги 8 знаходиться у розблокованому стані. При збільшенні тягового опору і виникненні сигналу золотник 4 зміщується вправо і РР від гідронасоса 1 надходить по каналах 5, 12 в гідроциліндр 2, в результаті чого піднімається навісний механізм. Одночасно РР переміщує клапан 6 униз. Поршнева і штокова порожнини гідроциліндра 7 роз'єднуються і відбувається блокування пружного

елемента 9 центральної тяги 8. При зменшенні тягового зусилля золотник 4 зміщується вліво, поршнева і штокова порожнини виконавчого гідроциліндра 2 з'єднуються каналами 3 і 13 зі зливом РР. Виконавчий гідроциліндр 2 переходить в плаваюче положення. Внаслідок падіння тиску в каналі 5 клапан 6 зміщується в початкове положення і з'єднує поршневу і штокову порожнини гідроциліндра 7, розблоковуючи при цьому пружний елемент 9 центральної тяги 8.

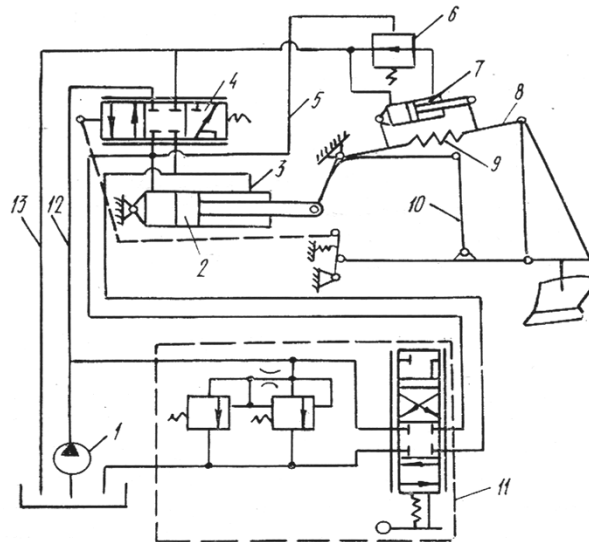


Рис. 2. Принципова схема гідромеханічної системи: 1 – насос; 2 – виконавчий гідроциліндр; 3 і 13 – канали; 4 – золотник; 5 і 12 – канали; 6 – клапан; 7 – гідроциліндр; 8 – центральна тяга; 9 – пружний елемент центральної тяги; 10 – навісний механізм; 11 – гідророзподільник

Виконані на тракторі Т-150К, оснащеної цією системою (рис 2), експериментальні дослідження в польових умовах були підтвержені статистичними дослідженнями [4]. При цьому режим оранки розглядався як випадковий процес з нормальним законом розподілу. Гіпотеза нормального закону перевірялася за допомогою критерію подібності χ^2 і знайдене значення ймовірності 0,73–0,77 було достатнім для підтвердження дослідних даних [11]. Для запобігання наявності малих нестационарностей кожен дослід повторювали 5–7 разів. При цьому визначали усереднені числові характеристики, нормовані автокореляційні функції і спектральні щільності розподілу.

Авторами роботи [4] за агротехнічний показник якості оранки приймається відносне середньоквадратичне відхилення, яке визначається за наступною формулою

$$V_{\sigma} = (\sigma/m) \cdot 100\%, \quad (1)$$

де σ – середньоквадратичне відхилення глибини оранки від її математичного очікування m .

Табл. 1 містить статистичні характеристики тягового опору, тягового ККД і глибини оранки.

Згідно даних табл. 1 $V_{\sigma} = 7,7\%$ є мінімальним при силовій системі з пружинним чутливим елементом, що є в ній датчиком тягового опору. При цьому середньоквадратичне відхилення становить 2,2 см від величини m і може служити так само агротехнічною вимогою при обробці ґрунту. В цілому за підсумками досліджень в роботі [4] за допустиме значення основного агротехнічного показника глибини оранки $V_{\sigma} = 10\%$.

Таблиця 1 – Результати статистичної обробки процесу оранки

Досліджуваний процес	Математичне очікування, m	Середньоквадратичне відхилення, σ	Відносне середньоквадратичне відхилення, $V_{\sigma}, \%$
Тяговий опір, $F_{кр}$	32,1кН,	2,06кН	6,41
Тяговий ККД	0,46	0,04	8,7
Глибина оранки при торсіонному чутливому елементі	27,01см	3,14см	11,63
Глибина оранки при пружинному чутливому елементі	28,57см	2,2см	7,7
Швидкість руху трактора при торсіонному чутливому елементі	1,57м/с	0,11м/с	7,11

Швидкість руху трактора при пружинному чутливому елементі	1,82м/с	0,09м/с	4,96
---	---------	---------	------

Представляє практичний інтерес підхід до обговорюваного питання, викладений в роботі [12]. Її автори відзначають, що методи оцінки якості оранки експериментально обґрунтовані і покликані сприяти підвищенню культури землеробства, врожайності рослин і ефективності виробництва. Оцінка якості обробки ґрунту включає три основних моменти: оцінку технічного стану агрегату, підготовку поля до роботи та оцінку якості оранки. В абзаці агротехнічні вимоги відзначається, що оцінка проводиться на всій ділянці за винятком перших двох проходів агрегату у згін. Вона повинна бути постійною і знаходитися в межах, встановлених завданням. Глибину оранки заміряють борозноміром, тростиною агронома або за допомогою двох лінійок. На площі, рівній змінному завданню механізатора, необхідно зробити 25–30 вимірів за кількома проходами агрегату. Середня глибина оранки визначається за рівнянням

$$\bar{X} = \frac{\sum_i^n X}{n}. \quad (2)$$

Вона є оцінкою математичного очікування випадкового процесу оранки та її відхилення від заданої не повинно перевищувати 5%. За п'ятибальною оцінкою за рівномірність оранки по глибині, механізаторам знижують оцінку на 3 бали (по одному балу за кожне перевищення 5%–го відхилення). Відхилення середнього значення від заданого не більш 15%.

Рівномірність оранки по глибині оцінюють за коефіцієнтом вирівняності B , який визначається за наступним виразом ...

$$B = 100 - \frac{C_T}{X} \cdot 100, \quad (3)$$

де C_T – стандартне (середнє) відхилення, обчислюється за формулою

$$C_T = 0,31(X_{max} - \bar{X}). \quad (4)$$

Коефіцієнт вирівняності повинен бути не нижче 90%. Слід зазначити, що сформульовані чисельні значення агротехнічних вимог об'єктивно обґрунтовані і їх дотримання на орних агрегатах без систем автоматичного управління реалізується вручну механізаторами дуже високої кваліфікації. Дотримання цих агрономічних вимог при оранці мехатронними агрегатами вимагає окремого аналізу як для здійснення синтезу коригувальних пристроїв, що забезпечують відпрацювання

малих неузгодженостей в частині формування критерію оптимізації, так і щодо рівномірності оранки по глибині. Це питання розглядається в цій статті далі.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Як впливає з огляду літературних джерел, режим тягового зусилля трактора характеризується заглибленням і виглибленням сільгоспзнаряддя, тобто підйомом і опусканням НО. При цьому в якості вхідного керуючого впливу в МГА приймається задане тягове зусилля трактора $P_{кр}$, а зворотним зв'язком є тяговий опір знаряддя $F_{кр}$ яке реєструється відповідним датчиком [13]. Досвід показує [14], що $F_{кр}$ змінюється зі зміною умов роботи сільськогосподарських знарядь і машин і залежить від фізико-механічних властивостей ґрунту, профілю колії і т.п. Найбільшу питому вагу робіт доводиться на ґрунтообробні знаряддя, робочі органи яких зустрічають опір, обумовлене деформацією ґрунтового пласта і повідомленням живої сили частинкам при їх відкиданні.

За «раціональною» формулою акад. В.П. Горячкіна [10] тяговий опір плуга ($P_{кр}$) визначається так

$$P_{кр} = f_{nl} G_{nl} + K_p h_p B + \varepsilon h_p B v_{mp}^2, \quad (5)$$

де f_{nl} – коефіцієнт, що характеризує втрати на пересування плуга; K_p – коефіцієнт тягового опору плуга; ε – коефіцієнт, що залежить від форми полиці і властивостей ґрунту; h_p – глибина оранки; G_{nl} – сила ваги плуга; B – ширина захвату плуга; v_{mp} – швидкість руху трактора.

Тяговий ККД трактора визначається наступним чином: [10]

$$\eta_{кр} = \frac{P_{кр} \cdot v_{mp}}{N_e}, \quad (6)$$

а ефективний ККД

$$\eta_{эф} = \frac{K_p \cdot h_p \cdot B \cdot v_{mp}}{N_e}, \quad (7)$$

де N_e – індикаторна потужність двигуна.

Таким чином, за рахунок підйому і опускання НО за допомогою МГА можна забезпечити з поліпшеною для практики точністю підтримання заданого $P_{кр}$, а отже, при $v_{mp} = \text{const}$ значення $\eta_{кр}$ і $\eta_{эф}$.

Для того, щоб моделювати і досліджувати режим зміни тягового зусилля трактора $P_{кр}$ і сформулювати практичні рекомендації щодо його стабілізації, виникає задача аналізу і вибору обґрунтованої моделі датчика, яка найбільш точно описує зміну значення тягового навантаження як сигнал зворотного негативного зв'язку в загальній математичній моделі МГА. Для обґрунтованого рішення цієї задачі необхідно мати наступну інформацію про досліджуваний процес,

виконуваний відповідним машинно–тракторних агрегатом:

- чи має місце плоскопаралельне переміщення сільгоспзнаряддя в процесі його підйому і опусканні;
- яка вагова оцінка кожного доданку в рівнянні (5) на конкретних чисельних прикладах процесу оранки;
- які прийняті припущення при аналітичному вираженні $P_{кр}$, який виражений у вигляді лінійної залежності від глибини оранки;
- чи є результати попередніх розрахунків і досліджень на нелінійної моделі МГА з лінійним датчиком.

Основна частина. Як впливає з постановки задачі і проведеного вище огляду, для побудови моделі датчика зворотного зв'язку по тяговому зусиллю в загальній математичній моделі МГА НО є уся, необхідна для розрахунків інформація. Сюди слід віднести:

– питання плоскопаралельного руху НО при підйомі і опусканні розглядається в роботі [2]. Відзначається, що проведені експерименти підтверджують, що в розрахунках можна в якості допустимого наближення прийняти такий вид руху;

– апріорі допускається, в першому наближенні, що в рівнянні (5) акад. В.П. Горячкіна сили тяги на крюку основний суттєвий внесок вносить другий доданок суми. Отже, при постійних значеннях K_p і B сила тяги на крюку $P_{кр}$ пропорційна глибині оранки h_p ;

– як зазначалося при аналізі літературних джерел [2], при роботі систем автоматичного регулювання, замкнених по зусиллю, можна не враховувати незначну нелінійність і приймати тягове зусилля лінійною функцією від глибини оранки при невеликих її відхиленнях. Мова йде про відхилення, що допускаються агровимогами і реалізуються системою. Прийняте припущення про лінійний характер залежності підтверджується, зокрема, експериментальними даними, отриманими при ідентифікації навісного плуга ПЛН–5–35 як об'єкта автоматичного регулювання [5, 6].

Беручи ці три пункти за основу, модель датчика представляється рівнянням прямої, в якій коефіцієнт пропорційності ототожнює певною мірою зазначені допущення. Результати попереднього моделювання і досліджень за пунктом 4 (постановки задачі) на основі нелінійної моделі і, приймаючи апріорі допущення, що $P_{кр}$ лінійно залежить від глибини оранки h_p , викладені в окремому рукописі.

На основі вихідних даних роботи [10], присвяченій розвитку класичних методів розрахунку тягових зусиль стосовно до трактора ХТЗ–17221 для виконання орних робіт середнього суглинка, визначалися значення доданків рівняння (5). У табл. 2 показані значення вагового внеску кожного з доданків у відсотках щодо сумарного значення $P_{кр}$ (позначені $O_1–O_3$) для шести варіантів

вихідних даних (4 параметри незмінні, 3 – варіюємі).

З табл. 2 випливає, що значення O_1 змінюються в межах 0,2 – 0,28 %, O_2 – в межах 0,5712 – 0,7345 %, O_3 – в межах 0,085 – 0,15 %. Не претендуючи на спільність отриманих чисельних результатів, слід зазначити, що при зануренні і виглибленні сільгоспзнаряддя, при сталому режимі оранки, модель датчика доцільно будувати за рівнянням (5). Уявимо, це рівняння в наступному вигляді

$$P_{кр} = f_{нл} G_{нл} + K_r h_p, \quad (8)$$

де K_r – коефіцієнт з розмірністю Н/м і числом дорівнює

$$K_r = K_p B + \varepsilon B v_{TP}^2 \quad (9)$$

Якщо параметри правої частини формули (5) і першого доданка рівняння (8) вжити постійними в процесі заглиблення і виглиблення сільгоспзнаряддя і побудувати графік $P_{кр}(h_p)$, то при $h_p = 0$ він починається з ординати, що дорівнює значенню $f_{нл} G_{нл}$, а потім змінюється за лінійним законом при зростанні h_p . Це рівняння щодо h_p є нелінійним, так як при постійному $f_{нл} G_{нл}$ не має властивість однорідності, (тобто при збільшенні h_p в n раз $P_{кр}$ не зросте в таке ж число раз). При моделюванні такого зворотного зв'язку можна враховувати нелінійні залежності параметрів K_p , ε і v_{TP} (табл. 2), якщо відомий характер їх зміни. Для вибору параметрів моделі датчика може бути використаний будь-який рядок табл. 2. Як приклад обрано перший рядок.

Таблиця 2 – Результати розрахунку частки тягового опору щодо сили $P_{кр}$ кожним доданком формули акад. Горячкіна

$f_{нл}$, м	$G_{нл}$, кН	K_p , Н/м ²	ε , Нс ² /м ⁴	h_p , м	B , м	v_{TP} , м/с	$P_{кр}$, кН	O_1 , %	O_2 , %	O_3 , %
0,5	15,1	$4 \cdot 10^4$	$2 \cdot 10^3$	0,27	2,49	1,54	37,63	0,2	0,715	0,085
0,5	15,1	$5 \cdot 10^4$	$2 \cdot 10^3$	0,27	2	1,58	37,24	0,2	0,725	0,0724
0,5	15,1	$6 \cdot 10^4$	$2 \cdot 10^3$	0,27	1,68	1,59	37,06	0,204	0,7345	0,0612
0,5	15,1	$4 \cdot 10^4$	$2 \cdot 10^3$	0,27	1,43	2,29	27,04	0,28	0,5712	0,15
0,5	15,1	$5 \cdot 10^4$	$2 \cdot 10^3$	0,27	1,21	2,29	27,31	0,2763	0,598	0,125
0,5	15,1	$6 \cdot 10^4$	$2 \cdot 10^3$	0,27	1,04	2,29	27,34	0,276	0,616	0,108

Математична модель. Розглянутий МГА являє собою складний об'єкт, що включає елементи різної фізичної природи: гідравлічні,

електричні і електронні [15]. Удосконалена нелінійну математичну модель динаміки МГА в режимі підйому і опускання НО з урахуванням нелінійностей гідропрстроїв, змінних коефіцієнтів витрат у функції числа Рейнольдса, наведених модулів пружності двухфазной РР і ін. представлена системою з 12 диференціальних рівнянь першого порядку в нормальній формі Коші (з яких 7 – нелінійні) [15]. Ця математична модель МГА НО без модулів пристрою управління, який формує завдання на положення і зворотний зв'язок по фактичному стану НО, входить як основна складова в математичну модель МГА по зусиллю. Відлік переміщень НО при підйомі і опусканні прийнятий в удосконаленій моделі за позитивний напрямок. У режимі зусилля заглиблення в ґрунт і виглибленням приймаються відповідно негативними.

Структура побудови пристрою управління. Зупинимося докладніше на пристрої управління МГА в режимі зусилля. Його наочніше можна уявити замість рівнянь (не наводяться в даній статті) трьома модулями у вигляді трьох діаграм обчислювальних блоків (1–3) пакета VisSim.

Блок 1 – визначає неузгодженість по зусиллю (рис. 3) з додатковим зворотним зв'язком за швидкістю НО (необхідність цього зворотного зв'язку показана далі).

В цьому блоці (рис. 3) $F_3(P_{кр})$ – задане значення крюкової сили в ньютонах (Н); K_{of} – розмірний коефіцієнт (вольт/ньютон, В/Н) зворотного зв'язку по зусиллю з урахуванням значення електричної напруги джерела живлення, що відводиться на заглиблення сільгоспзнаряддя (такий же коефіцієнт з тієї ж розмірністю і значенням використовується для представлення в моделі F_3 в вольтах (U_3); $F_{кр.ос}$ – поточне значення тягового зусилля $P_{кр}$ як сигнал зворотного зв'язку; V_z – швидкість переміщення штока гідроциліндра; i – коефіцієнт передачі між НО і штоком гідроциліндра; $K_{ос.но}$ – розмірний коефіцієнт (вольт·секунду/метр, В·с/м) зворотного зв'язку за швидкістю НО; U_e – сигнал неузгодженості в вольтах (В). Слід звернути увагу, що на суматоре в моделі МГА всі три входи встановлені на віднімання, а самі сигнали двох зворотних зв'язків прийняті негативними. При включенні моделі U_e має знак «–» і сільгоспзнаряддя заглиблюється в ґрунт.

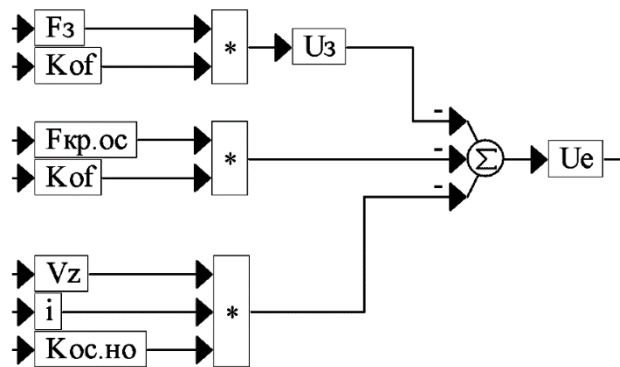


Рис. 3. Блок-схема що реалізує неузгодженість по зусиллю

Блок 2 – визначає неузгодженість ΔFz між заданим значенням сили тяги на крюку трактора і фактичним $F_{кр.ос}$ і відповідну йому неузгодженість ΔYz по переміщенню штока гідроциліндра і заглибленню (рис. 4)

Блок 3 – визначає формування керуючого впливу на електрогідравлічні перетворювачі МГА НО з урахуванням зворотного зв'язку по положенню золотника гідророзподільника (рис. 5)

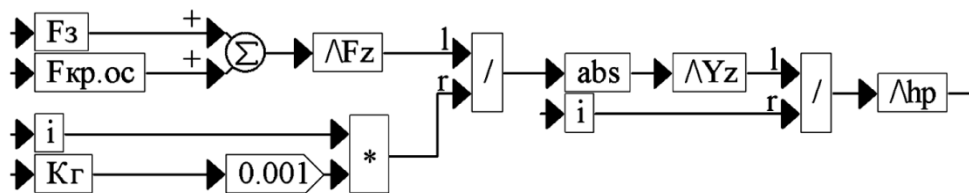


Рис. 4. Блок-схема що реалізує неузгодженість між заданим і фактичним значеннями сили тяги на крюку трактора

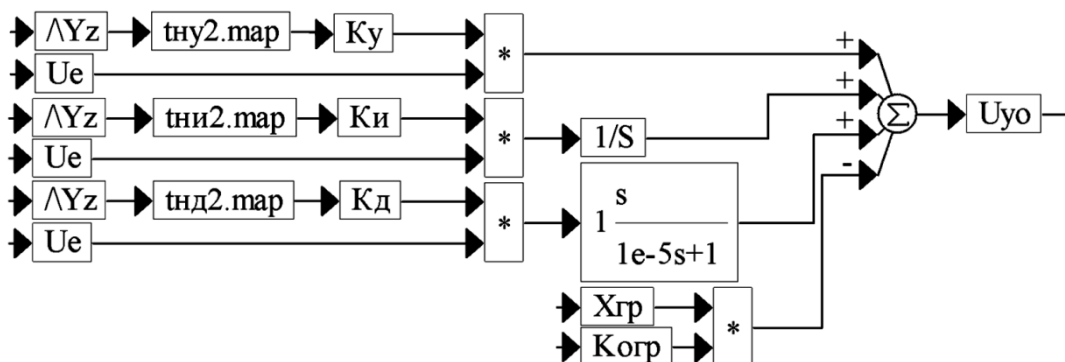


Рис. 5. Блок-схема що реалізує формування керуючого впливу на електрогідравлічні перетворювачі з урахуванням зворотного зв'язку

В цієї блок-схемі (рис. 5) нелінійні блоки $tny2.map$, $tni2.map$ і $tнд2.map$, вихід яких позначений відповідно K_y , K_i і K_d , виконують наступні функції:

- перший нелінійний блок ($tny2.map$) – формує нелінійний сигнал, множення якого на неузгодженість U_e забезпечує більшу

швидкодію і точність відпрацювання малих неузгодженостей по зусиллю;

- другий нелінійний блок (tni2.map) – подає на вхід інтегратора змінний сигнал в залежності від неузгодженості по переміщенню штока гідроциліндра і в результаті процесу інтегрування досягається, що МГА як статична система стає астатичній у всьому діапазоні неузгодженостей, обумовлених інтервалом що задає значення зусиль F_3 ;

- третій нелінійний блок (tnd2.map) – формує нелінійний сигнал, помножений на неузгодженість U_e , який надходить на вхід реальної дифференційної ланки, представленої на схемі зазначеною передавальною функцією для розглянутого МГА. При цьому з'являється можливість забезпечити стійкість системи: знизити амплітуди і число коливань в зоні малих неузгодженостей, які викликані великим посиленням сигналу K_u . Таким чином, сукупність нелінійних блоків кожного каналу (рис. 5) являє собою коригуючий пристрій, а в сумі всі три разом вони формують закон управління.

У зоні малих неузгодженостей по зусиллю в кінці перехідних процесів, викликаних змінами зовнішнього впливу (тягового опору), МГА працює значну частину. Зміни тягового опору на реальному об'єкті викликані: глибиною оранки h_p , щільністю і властивостями ґрунту K_p , ε , швидкістю v_{mp} руху орного агрегату, нерівностями ґрунту та ін.

Також в такому режимі може працювати МГА, якщо машиніст змінить на малу величину F_3 . Якщо закон управління побудований з постійними коефіцієнтами посилення всіх каналів, то невідпрацьована величина неузгодженості після закінчення перехідного процесу (статична помилка) може бути більше, ніж величина агротехнічної вимоги (відповідно до робіт [11,12]).

Вирішення цієї задачі можливе на основі синтезу коригуючого пристрою наступним чином. Для кожної малої неузгодженості по зусиллю $\Delta F_z = (F_3 - F_{кр.ос})$ за допомогою всієї математичної моделі вирішується оптимізаційна задача пошуку таких значень K_u , K_i і K_d посилення величини неузгодженості, при яких виконується наступний критерій оптимізації, наприклад, в інтервалі (15000–37630 Н) заданих зусиль F_3

$$I_1 = \frac{\Delta F_z}{F_3} 100 = \delta_F \leq 5 \%, \text{ при } 15000 \leq F_3 \leq 37630 \text{ Н} \quad (10)$$

При постійних параметрах f_{nl} (1 рядок табл. 2) згідно з формулою акад. Горячіна можна для кожного заданого значення F_3 однозначно визначити, відповідне йому, задане значення глибини оранки h_{p3} . Це дозволяє сформулювати критерій оптимізації щодо

глибини оранки, яку легко перевірити навіть в польових умовах

$$I_2 = \frac{\Delta h_p}{h_{p3}} 100 = \delta_h \leq 5 \% , \text{ при } 0,069 \leq h_{p3} \leq 0,27 \text{ м.} \quad (11)$$

У цій умові $\Delta h_p = h_{p3} - h_p$ – різниця відповідно заданого і сталого значення заглиблення після закінчення перехідного процесу. Оптимізація здійснювалася вручну методом проб і помилок і уточнювалася методом Polak Riblire пакета VisSim. На рис. 6 показані нелінійні залежності синтезованих коригувальних пристроїв. На осі ординат показані значення вихідних сигналів K_u (рис. 6, а), K_i (рис. 6, б), K_d (рис. 6, в) блоків тар (рис. 5), що відповідають значенням неузгодженостей положення штока гідроциліндра (при множенні на i неузгодженостей по заглиблення). По осі абсцис відкладені значення Δh_p неузгодженостей по заглиблення. Зі зменшенням неузгодженостей збільшуються сигнали K_u , K_i , K_d , що забезпечують зниження статичної помилки, тобто підвищення точності відпрацювання заданої глибини оранки.

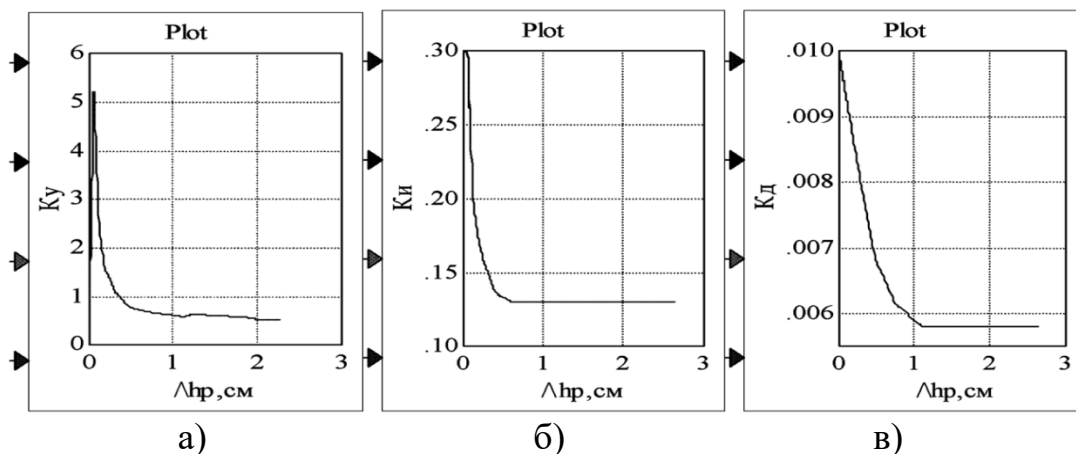


Рис. 6. Синтезовані криві коригувальних пристроїв, що до вихідних сигналів блоків:
а) – K_u , б) – K_i , в) – K_d

Після синтезу коригувальних пристроїв з синтезованими кривими були проведені чисельні експерименти в пакеті VisSim з оцінки відповідності показників оранки агротехнічним вимогам на пропонованій математичній моделі в режимі посилення, сформульованих в роботах [11,12]. У табл.3 показані результати цієї перевірки.

З літературних джерел відомо, що сила тяги досягає значень рівних 48кН, тому нами включені в табл. 3 і результати експериментів для зусиль 42кН і 48кН. Слід зазначити, що МГА в режимі зусилля побудований так, що з пульта управління машиніст задає силу тяги, а глибина оранки автоматично встановлюється за рівнянням,

наприклад, акад. Горячкіна або іншою модифікованою формулою, яка більш точно описує зміну тягового опору.

Для всіх значень F_z (табл. 3.) з інтервалу (15–48) кН похибки відпрацювання заданого зусилля і глибини оранки в процентах істотно нижче 5%. Проведені чисельні експерименти показали, що в умовах моделювання режиму зусилля на основі МГА з моделлю датчика саме за рівнянням акад. Горячкіна з'являється можливість: більш глибоко дослідити цей процес, вносити необхідні зміни в кожний доданок, додаткові вираження і ін. Це істотно підвищить адекватність моделі реальному процесу та забезпечить прогрес в обговорюваній області.

Перейдемо до дослідження динаміки МГА, що містить пристрій управління з синтезованими коригуючими пристроями. Цікавим є визначення та дослідження динамічних характеристик режиму зусилля для трактора ХТЗ–17221 вагою 91 кН з двигуном ЯМЗ–236ДЗ номінальною потужністю 128 кВт, що входить до складу машинно–тракторного агрегату, розрахунок техніко–економічних показників якого опублікований в роботі [10]. При цьому нами використовуються вихідні дані з роботи [10], наведені в 1 – 3 рядках табл. 1 цієї статті.

Таблиця 3 – Результати численних експериментів на запропонованій математичній моделі в режимі посилення

Задане значення зусилля і розрахована глибина оранки як заданої		Значення тягового опору і глибини оранки в сталому режимі після відпрацювання F_z		Похибки обробки заданих зусилля і глибини оранки в абсолютних величинах		Похибки обробки заданих зусилля і глибини оранки в%	
F_z , Н	h_{pz} , м	$F_{кр.ос}$, Н	h_p , м	ΔF_z , Н	Δh_p , м	δ_f , %	δ_h , %
15000	0,0669	15025	0,0647	25	0,0022	0,16	1,38
20000	0,1117	20456	0,1158	456	0,0041	2,28	3,67
25000	0,1566	25425	0,16	425	0,16	1,7	2,17
30000	0,2015	30440	0,206	440	0,0045	1,46	2,23
37630	0,27	37228	0,2664	402	0,0036	1,07	1,33
42000	0,309	41707	0,3066	293	0,0024	0,7	0,8
48000	0,363	47430	0,358	570	0,005	1,18	1,38

Попередні дослідження в режимі зусилля показали, що при заданому крюковому зусиллі $F_3 = 37,63$ кН на заглиблення сільгоспзнаряддя при відсутності в МГА зворотного зв'язку по швидкості переміщення штока гідроциліндра, а отже НО, виникають коливання швидкості V_z при виході на сталий режим (рис. 7, а) і тиску p_n зі значенням першої амплітуди 32,9 МПа при допустимому значенні 25 МПа (рис. 7, б). Невеликі коливання ϵ на кривій переміщення Y_z (рис. 7, в), що пов'язано з тим, що швидкість V_z змінює знак.

При введенні зворотного зв'язку по швидкості переміщення штока гідроциліндра (параметри і структура залишилися без змін) істотно покращилися динамічні процеси всіх трьох змінних (рис. 8) в порівнянні з кривими (рис. 6). Перехідний процес заглиблення (рис. 8, б) починається не відразу, а через 0,216 с і завершується за 0,8 с після включення моделі. Переміщення штока гідроциліндра склало 0,066 м, заглиблення 0,266 м. Швидкість плавно наростає (рис. 8, а) до 0,26 м / с, а потім зменшується з невеликим коливанням при закінченні заглиблення.

Крива тиску p_n характеризується різким підвищенням тиску (рис. 8, в) в момент повернення золотника розподільника в початковий стан і характеризується невеликим піком до 5,5 МПа в момент закриття поршневих і штокових порожнин гідроциліндра. Потім спрацьовує розвантаження насоса і тиск різко знижується до значення 1,23 МПа.

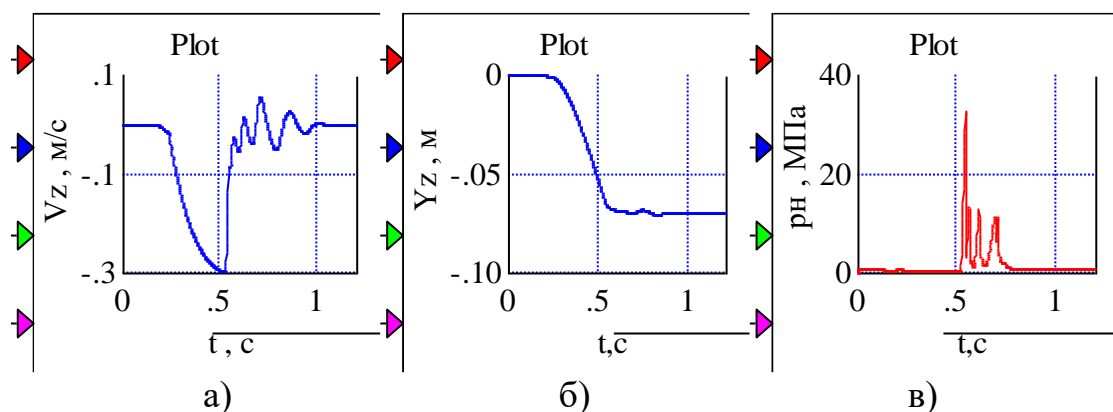


Рис. 7. Криві перехідних процесів при заданому крюковому зусиллі $F_3 = 37,63$ кН при відсутності зворотного зв'язку по швидкості:
а – швидкості V_z , б – переміщення Y_z штока гідроциліндра,
в – тиску p_n на виході насоса

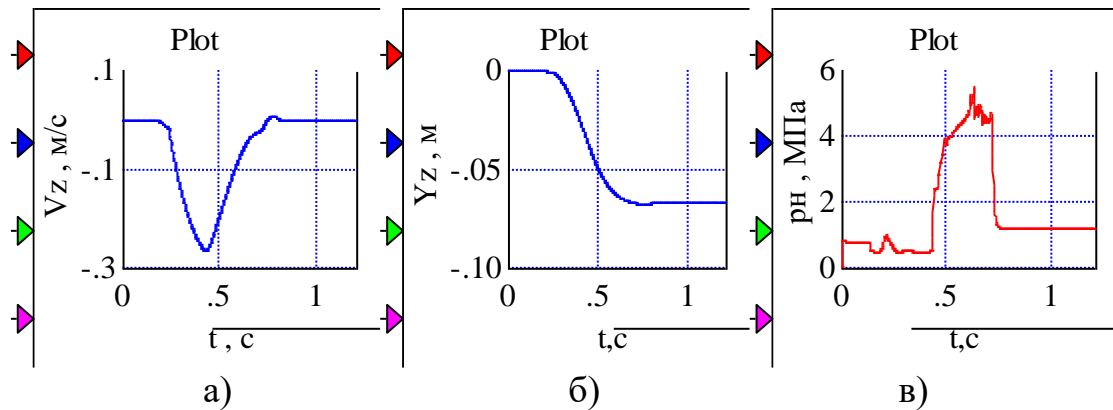


Рис. 8. Криві перехідних процесів при заданому крюковому зусиллі $F_z = 37,63$ кН при введенні зворотного зв'язку по швидкості з коефіцієнтом 10^{-3} м/с:
 а – швидкості V_z , б – переміщення Y_z штока гідроциліндра,
 в – тиску p_n на виході насоса

Надалі розглядається математична модель МГА тільки зі зворотним зв'язком за швидкістю V_z .

При заданому крюковому зусиллі $F_z = 36$ кН криві змінних (швидкості V_z , переміщення Y_z штока гідроциліндра, тиску p_n на виході насоса) показані на (рис. 9). У зв'язку зі зменшенням заданого зусилля шток гідроциліндра (рис. 9, б) перемістився лише на 0,0644, заглиблення склало 0,258 м (а не 0,266 м оскільки, як зазначалося вище, основним завданням є сила), максимальна швидкість (рис. 9, а) знизилася до 0,269 м / с. Це добре узгоджується з фізичною картиною режиму зусилля при наявності МГА.

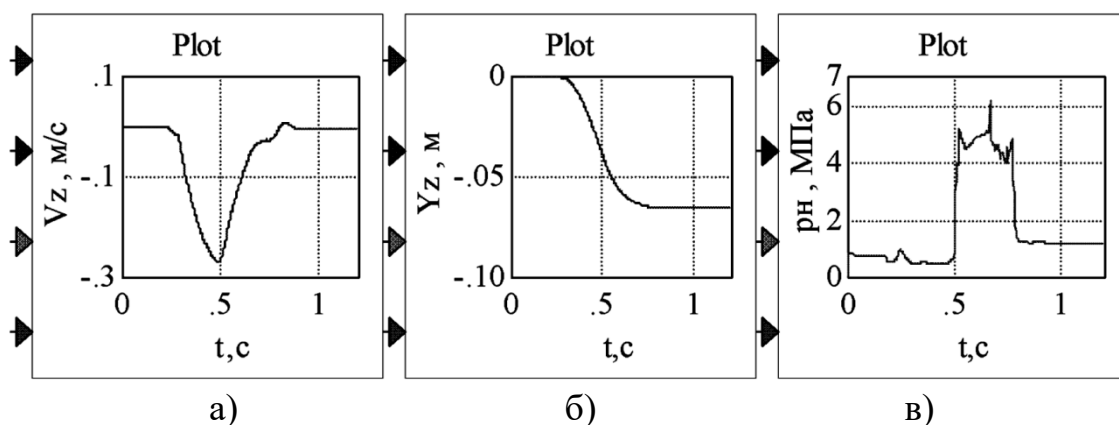


Рис. 9. Криві перехідних процесів при заданому крюковому зусиллі $F_z = 36$ кН:
 а – швидкості V_z , б – переміщення Y_z штока гідроциліндра,
 в – тиску p_n на виході насоса

Цікавим є визначення динамічних характеристик при

параметрах $K_p = 50000$ Па, $B = 2$ м, $v_{mp} = 1,58$ м/с другого рядка табл. 2, які відрізняються від значень $K_p = 40000$ Па, $B = 2,49$ м, $v_{mp} = 1,54$ м/с першого рядка. Криві швидкості V_z , переміщення Y_z штока гідроциліндра, тиску p_H на виході насоса зображені на рис. 10.

Аналіз кривих (рис. 10) показує: крива швидкості V_z має більшу плавність (рис. 10, а) при переході МГА на сталий режим, ніж криві швидкості V_z рис. 8 і рис. 9; процес заглиблення (рис. 10, б) на глибину 0,374 м (переміщення штока гідроциліндра на 0,0935 м) завершується за 0,77 с після включення моделі; тиск p_H на виході насоса (рис. 10, в) при поверненні золотника в початковий стан практично миттєво досягає тиск 8 МПа з подальшим коливальним зниженням до 2,75 МПа і підйомом до 5 МПа і розвантаженням насоса.

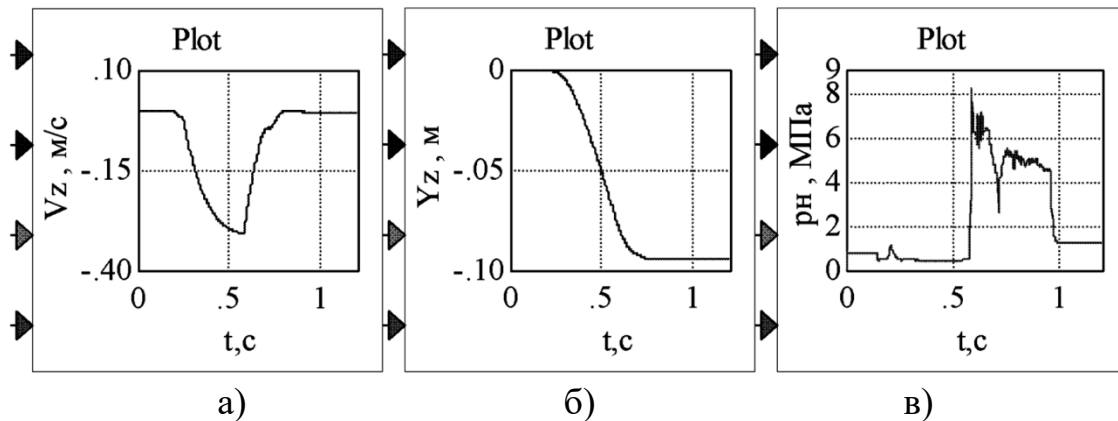


Рис. 10. Криві перехідних процесів при заданому круговому зусиллі $F_3 = 48$ кН:

а – швидкості V_z , б – переміщення F_3 штока гідроциліндра,
в – тиску p_H на виході насоса

Представляє практичну значимість реакція робочого процесу МГА на ступеневий зовнішній вплив, обумовлене змінами щільності ґрунту, фізико-механічних властивостей оброблюваної ділянки і т.п. При моделюванні це можна імітувати зміною коефіцієнтів K_p і ε рівняння (9), представивши його в наступному вигляді

$$K_r^* = (K_p + \Delta K_p)B + (\varepsilon + \Delta\varepsilon)Bv^2, \quad (12)$$

де

$$\Delta K_p = \begin{cases} 0 & \text{при } 0 \leq t \leq 1,2 \text{ с,} \\ 10000 \text{ Па} & \text{при } t > 1,2 \text{ с;} \end{cases} \quad (13)$$

$$\Delta\varepsilon = \begin{cases} 0 & \text{при } 0 \leq t \leq 1,2 \text{ с,} \\ 500 \text{ Н с}^2 / \text{м}^4 & \text{при } t > 1,2 \text{ с.} \end{cases} \quad (14)$$

Тут збільшення ΔK_p і $\Delta\varepsilon$ імітують ступінчаті зовнішні впливи.

На (рис. 11) показаний робочий процес МГА при заглибленні

знаряддя з включенням через 1,2 с ступінчатих зовнішніх впливів, які імітуються значеннями $\Delta K_p = 10000 \text{ Н/м}^2$ і $\Delta \varepsilon = 500 \text{ Нс}^2/\text{м}^4$.

Час включення збільшень ΔK_p і $\Delta \varepsilon$ та їх чисельні значення обрані умовно і весь експеримент має тільки одну мету: показати як з цим реальним фізичним процесом з точки зору динаміки справляється розглянутий МГА. Так як фактичне тяговий опір $F_{кр.ос}$ збільшився по відношенню до $F_z = 48 \text{ кН}$ на 9,2 кН, то за рахунок зворотного зв'язку відбувається підйом плуга з виглибленням на 0,068 м (значення переміщення Y_z штока гідроциліндра замість « $-0,092 \text{ м}$ » після перехідного процесу стає рівним « $-0,075 \text{ м}$ »).

Час цього перехідного процесу по кривій $X_{гр}$ переміщення золотника розподільника (на рис. 11 не відображено) склало $\Delta t = 0,67 \text{ с}$. Для наочності розглянутого процесу час інтегрування було вибрано 2,5 с.

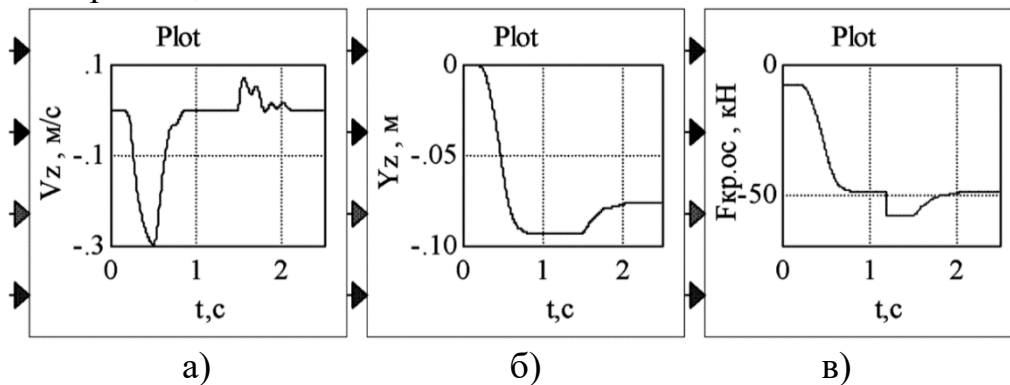


Рис. 11. Осцилограми робочого процесу МГА при позитивних східчастих зовнішніх впливах:

а – швидкості V_z , б – переміщення Y_z штока гідроциліндра, в – $F_{кр.ос}$ фактичного тягового опору

Якщо ступінчасті зовнішні впливи (13) і (14) мають негативні значення $\Delta K_p = -10000 \text{ Н/м}^2$ і $\Delta \varepsilon = -500 \text{ Нс}^2/\text{м}^4$, то це призводить до зменшення фактичного тягового опору $F_{кр.ос}$ по відношенню до $F_z = 48 \text{ кН}$, а криві робочого процесу мають наступний вигляд (рис. 12). У цьому випадку за рахунок зворотного зв'язку НО опускається і збільшує заглиблення на 0,0936 м (значення переміщення Y_z штока гідроциліндра замість « $-0,092$ » після перехідного процесу стає рівним « $-0,115$ » м).

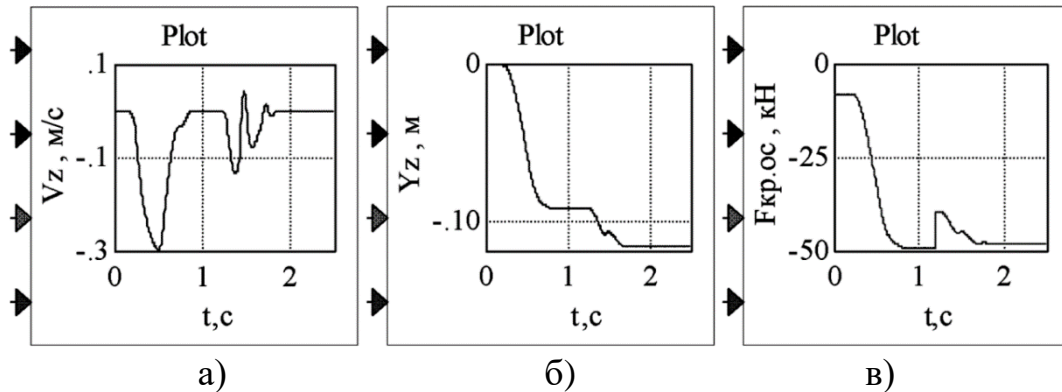


Рис. 12. Осцилограми робочого процесу МГА при негативних східчастих зовнішніх впливах:

а – швидкості V_z , б – переміщення Y_z штока гідроциліндра, в – $F_{кр.ос}$ фактичного тягового опору

Для кривої фактичного тягового опору $F_{кр.ос}$ при $t=1,2$ с відбувається зменшення на 9,3 кН, з 48,74 до 39,44 кН, а модуль переміщення Y_z штока гідроциліндра зростає з 0,092 до 0,116 м, час зсуву і повернення в нейтральне положення золотника розподільника складає 0,45 с. При моделюванні для наочності досліджуваного процесу було вибрано 2,5 с.

Статистичному аналізу і дослідженню нерівностей поля з фоном стерні пшениці при середній швидкості руху 1,67 м / с агрегату (на базі трактора Т-150К з силовою системою регулювання глибиною оранки) приділено належну увагу в роботі [4]. Так спектральна щільність розподілу нерівностей поля показала, що їх амплітуди, які відповідають двом явно вираженим резонансним частотам $\omega_1 = 0,08$ с⁻¹ і $\omega_2 = 0,52$ с⁻¹ мають такі значення: періоди коливань $T_1 = 12,5$ с, $T_2 = 1,92$ с; довжина нерівності поля $L_1 = 12,5$ м, $L_2 = 3,2$ м; середньоквадратичне відхилення висоти нерівностей $\sigma = 0,054$ м. Умовно приймемо амплітуди нерівностей 0,1 м (в роботі [4] їх чисельні значення не наведено). Розглянемо робочий процес МГА при частоті $\omega_2 = 0,52$ с⁻¹. На (рис. 13) зображена блок-схема пакета VisSim, що дозволяє вводити зовнішнє гармонійне вплив як імітацію нерівності поверхні оброблюваного ґрунту.

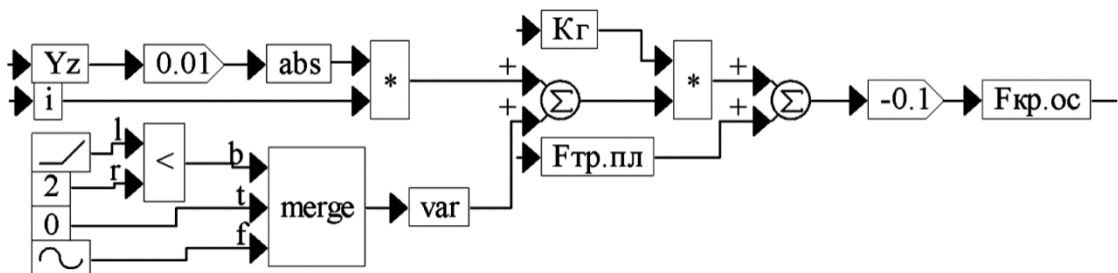


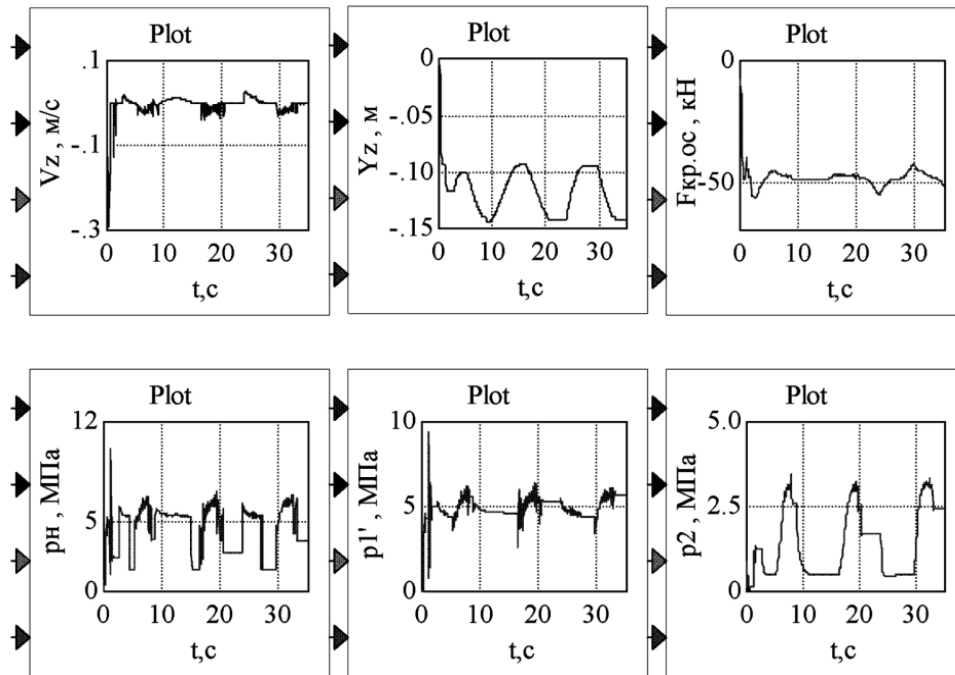
Рис. 13. Блок–схема пакета VisSim, що реалізує визначення фактичного тягового опору $F_{кр.ос}$ з урахуванням зовнішнього гармонійного впливу (блок var)

Зовнішній вплив відповідно до схеми вводиться через 2 с (може бути іншим) після включення моделі, щоб МГА вийшов на сталий режим. На (рис. 14) показаний робочий процес МГА (шість осцилограм змінних $V_z(t)$, $Y_z(t)$, $F_{кр.ос}(t)$, $p_H(t)$, $p_1(t)$, $p_2(t)$) в режимі зусилля із зовнішнім гармонійним впливом. Час інтегрування прийнято 35с для більшої наочності проходження гармонійних коливань через МГА як нелінійної динамічної системи. Аналіз кривих рис. 14 показує, що після підключення зовнішнього впливу в системі йде перехідний процес, а потім відбувається вихід на квазістаціонарний процес з різною формою коливань для кожної змінної. Лише на кривій Y_z можна з деяким наближенням вважати, що коливання носять гармонійний характер, а для кривих p_2 і $F_{кр.ос}$ – квазігармонічних коливання з частотою $\omega = 0,52 \text{ с}^{-1}$. Що стосується змінних V_z , p_H і p_1 , то тут цих квазігармонічних коливань не видно (тут полігармонічні коливання).

Останнє можна пояснити нелінійностями МГА, а також великою інерцією НО і значним обсягом сжимаемой РР. Коливання Y_z відображають гармонійний характер, а крива тиску p_2 – ні.

При збільшенні інтегрування до 150с можна отримати зручні для візуалізації та аналізу осцилограми проходження зовнішніх гармонійних коливань через МГА при частоті $\omega = 0,08 \text{ с}^{-1}$ (рис. 15).

Характер коливань на кривих тих же змінних, що на рис. 13 і їх оцінка практично однакові. Проведені дослідження, в тому числі із зовнішніми ступінчатими і гармонійними впливами, на основі розробленої математичної моделі МГА з моделлю датчика за формулою акад. Горячкіна, відкривають можливість: вивчити режим зусилля, як один з найважливіших при обробі ґрунту; всебічно виконати широкий комплекс досліджень на стадії проектування при створенні нового і модернізованого сільгоспобладнання; підвищити адекватність математичної моделі МГА натурному об'єкту і реальним фізичним процесам.



Крива зовнішнього гармонійного впливу

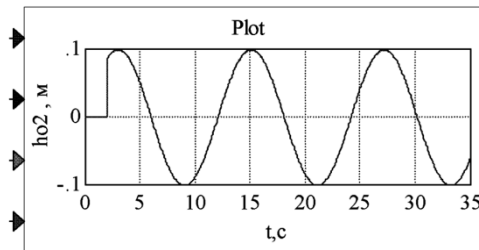
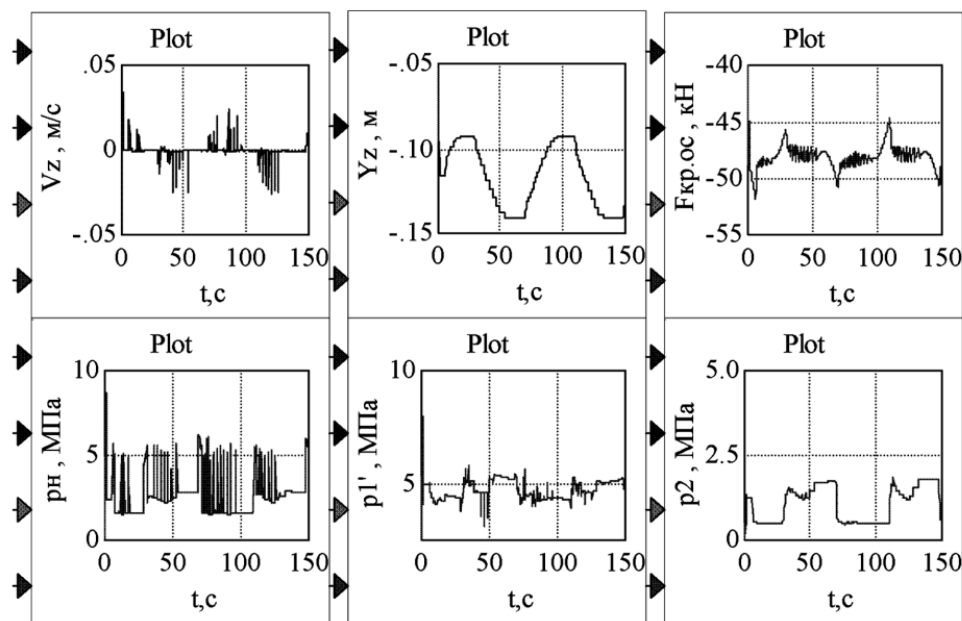


Рис. 14. Робочий процес МГА при заглибленні сільгоспзнаряддя з подальшим включенням зовнішнього гармонійного впливу при частоті $\omega = 0,52 \text{ с}^{-1}$



Крива зовнішнього гармонійного впливу

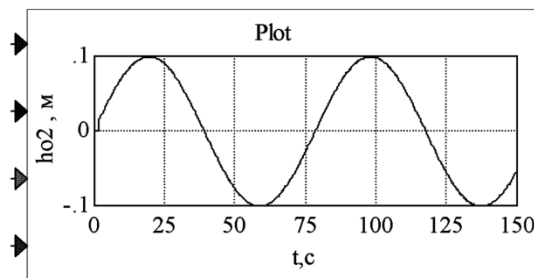


Рис. 15. Робочий процес МГА при заглибленні сільгоспзнаряддя з подальшим включенням зовнішнього гармонійного впливу при частоті $\omega = 0,08 \text{ с}^{-1}$

Висновки.

1. Виконаний огляд літератури по розробці, розрахунками та дослідженню замкнутих систем по тяговому зусиллю на гаку трактора до розробок МГА показав:

- ефективність систем в частині раціонального використання потужності приводного двигуна, можливість підтримки тягового зусилля в прийнятному інтервалі відхилень при різних зовнішніх збурень (зміні щільності ґрунту, нерівностей поверхні, швидкості руху трактора і ін.), економію палива;

- проведені експерименти різними авторами з питання плоскопаралельного руху при підйомі і опусканні навісного обладнання (плуга) допускають, що в розрахунках можна як наближення прийняти такий рух;

- при розрахунках крюкового навантаження, що виявляє істотний вплив на роботу гідравлічних і механічних елементів НО трактора, за чотирма рівняннями автори рекомендують використовувати формулу акад. В.П. Горячкіна;

- при роботі систем, замкнутих по зусиллю, можна не враховувати незначну нелінійність і приймати тягове зусилля лінійною функцією від глибини оранки при невеликих її відхиленнях.

2. Створення МГА відкриває можливість вирішувати дуже важливі проблеми, вирішення яких було пов'язане з великими труднощами або практично неможливо. Стосовно, до обговорюваного МГА НО сільськогосподарського трактора в даній статті, можна віднести забезпечення відпрацювання малих значень неузгодженостей по зусиллю на основі синтезу коригувальних пристроїв, введених в канал управління. При цьому для кожного малого неузгодженості по зусиллю ΔF_z за допомогою всієї математичної моделі вирішується оптимізаційна задача пошуку таких значень коефіцієнтів підсилення величини неузгодженості, при яких виконується наступний критерій

оптимізації: невідпрацьована неузгодженість не повинна перевищувати агротехнічну вимогу.

3. Отримані осцилограми змінних МГА при моделюванні: робочого процесу заглиблення знаряддя на максимальну глибину з необхідністю введення додаткової зворотним зв'язком за швидкістю штока циліндра;

реакції робочого процесу на ступеневу зовнішній вплив (в моделі це імітується зміною коефіцієнтів K_p і ε рівняння акад. Горячкіна на величини $\pm \Delta K_p$, $\pm \Delta \varepsilon$);

нерівностей поверхні оброблюваного ґрунту на основі даних експериментів на тракторі Т-150К на стерні пшениці з виявленими двома резонансними частотами $\omega = 0,52 \text{ c}^{-1}$ і $\omega = 0,08 \text{ c}^{-1}$, добре узгоджуються з фізичним аналізом досліджуваних процесів.

4. Розроблена нелінійна динамічна модель і результати досліджень обговорюваного МГА НО сільськогосподарського трактора, з урахуванням синтезованих коригувальних пристроїв в каналі управління, з алгоритмом формування неузгодженості по тяговому зусиллю, з моделлю датчика за рівнянням акад. Горячкіна, можуть бути використані при проектуванні МГА для інших мобільних машин.

Література:

1. Лурье З. Я. Теоретические и практические аспекты динамической компенсации колебаний в мехатронных гидроагрегатах / З. Я. Лурье, Е. Н. Цента, А. И. Панченко // Промислова гідравліка і пневматика / ВДАУ. – Вінниця, 2015. – №1 (47). – С. 27–44.

2. Думай Л. Б. Эффективность силового режима САР при пахоте многокорпусными плугами различного исполнения / Л. Б. Думай // Тракторы и сельхозмашины. – 1980. – № 5. – С. 14–17.

3. Рославцев А. В. Исследование переходных процессов системы автоматического регулирования хода плуга и оценка их влияния на качество пахоты / А. В. Рославцев, Е. И. Грива, Б. Г. Деговцов // Вестник ХПИ. – Харьков, 1976. – № 120, вып. 3. – С. 36 – 39. – (Тракторостроение).

4. Системы автоматического управления режимами работы сельскохозяйственных тракторов / М. Н. Коденко, А. Д. Артюшенко, В. Р. Мандрыка, В. И. Мироненко ; под ред. М. Н. Коденко. – Харьков : Вища школа, 1988. – 152 с.

5. Теплинский И. З. Идентификация пятикорпусного навесного плуга в силовой системе регулирования пахотного агрегата с трактором Т-150К / И. З. Теплинский, Е. А. Абелев, И. Н. Елисеенко //

Автоматизация сельскохозяйственных агрегатов и их систем управления : научные труды / ЛСХИ. – Ленинград, 1978. – Т. 352.

6. Тракторы «Беларусь» МТЗ–80, МТЗ–80Л, МТЗ–82, МТЗ–82Л. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Минск: Ураджай, 1977. – 352 с.

7. Годлевский М. Д. Развитие методики по определению основных технико–экономических показателей колесного трактора с бесступенчатой трансмиссией / М. Д. Годлевский, Б. В. Самородов // Восточно–Европейский журнал передовых технологий. – 2006. – № 6. – С.27–30.

8. Горячкин В. П. Собрание сочинений в 7–ми т. / В. П. Горячкин. – М.: Сельхозгиз, 1940. – Т. V. – 315 с.

9. Горячкин В. П. Рациональная формула силы тяги плугов / В. П. Горячкин // Теория, конструкция и производство сельскохозяйственных машин. – М.: Сельхозгиз, 1936. – Т. IV.– С. 362.

10. Самородов В. Б. Развитие классических методов тягового расчета трактора с учетом основных технико–экономических показателей МТА / В. Б. Самородов, А. Ю. Ребров // Вісник НТУ «ХП». – Харків, 2008. – № 58. – С. 11–20. – (Автомобіле– та тракторобудування).

11. Влияние автоматического регулирования хода плуга на некоторые показатели динамики трактора и качества пахоты /А. В.Рославцев // Вестник ХПИ. – Харьков, 1976. – Вып. 3. – С. 8–11.– (Тракторостроение).

12. Практикум по земледелию/ И.П.Васильев [и др.]. – М.:Колос, 2004. – 424с.

13. Мироненко В. И. Нагруженность навесного механизма трактора / В. И. Мироненко, А. Ю. Ребров, А. Д. Галуцких// Вісник НТУ «ХП».– Харків, 2005. – Вип. 13. – С. 49–52. – (Автомобіле– та тракторобудування).

14. Коденко М. Н. Оптимальное управление движением трактора / М. Н. Коденко // Вестник Харьковского политехнического института. – Харьков, 1968. – Вып. 1, № 31 (79). – С. 9–14. – (Тракторостроение).

15. Лурье З. Я. Динамическая компенсация колебаний в мехатронном гидроагрегате мобильной машины / З. Я. Лурье, А. И. Панченко, Е. Н. Цента // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету / ТДАТУ . – Мелітополь, 2014. – Вип. 14, т. 3. – С. 3–18.

ДИНАМИКА МЕХАТРОННЫХ ГИДРОАГРЕГАТОВ МОБИЛЬНЫХ МАШИН С ОБРАТНОЙ СВЯЗЬЮ ПО УСИЛИЮ

Лур'є З. Я., Панченко А. И., Цента Е. Н.

Аннотация – статья посвящена моделированию рабочего процесса мехатронного гидроагрегата навесного оборудования трактора, при котором задающее воздействие и обратная связь являются тяговыми усилиями. В процессе исследования возникла необходимость разработки корректирующих устройств, обеспечивающих формирование соответствующих управляющих воздействий на гидромеханическую часть мехатронных гидроагрегатов. Решение поставленной задачи обеспечено синтезом устройств управления при оптимизации методом PolakRibilre в пакете VisSim и методом проб и ошибок. Полученные осциллограммы переменных рабочего процесса с неровностями обрабатываемой поверхности почвы на основе данных для трактора Т-150К на стерне пшеницы с выявленными двумя резонансными частотами $\omega_1 = 0,52 \text{ с}^{-1}$ и $\omega_2 = 0,08 \text{ с}^{-1}$ и др., хорошо согласуются с физическим анализом исследуемых процессов. Разработанная нелинейная модель с синтезированными устройствами, нелинейной моделью датчика по формуле Горячкина и результаты исследований могут быть использованы при проектировании мехатронных гидроагрегатов для других мобильных машин.

DYNAMICS OF MECHATRONIC HYDROAGREGATES OF MOBILE MACHINES WITH FEEDBACK BY EFFORTS

Z. Lurye, A. Panchenko, E. Tsenta

Summary

The article deals with modeling of mechatronic workflow for hydroelectric equipment of tractor attachments. The setpoint and feedback are the driving forces. During the investigation, it became necessary to develop correcting devices. They ensure appropriate control actions on the hydromechanical part of the mechatronic hydraulic units. The solution includes synthesis of the control devices together with Polak Ribilre optimization method from VisSim package as well as trial-and-error technique. The tests were performed for T-150 K wheel tractor on the wheat stubble field. Two resonance frequencies $\omega_1 = 0,52 \text{ s}^{-1}$ and $\omega_2 = 0,08 \text{ s}^{-1}$ have been identified. The waveforms for workflow variables considering irregularities of the soil

surface confirm the analysis of the studied physical processes. Non-linear model, which has been developed for synthesized devices, together with non-linear model of the sensor according to Goryachkin formula and research results can be used in design of mechatronic hydraulic units for other mobile machines.

УДК 621.225.001.4

ОБГРУНТУВАННЯ КІНЕМАТИЧНИХ СХЕМ РОЗПОДІЛЬНИХ СИСТЕМ ГІДРОМАШИН ПЛАНЕТАРНОГО ТИПУ

Панченко А.І., д.т.н.,

Волошина А.А., д.т.н.,

Панченко І.А., інженер

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-04-42.

Анотація – робота присвячена обґрунтуванню кінематичних схем розподільної системи планетарного гідромотора з метою поліпшення його вихідних характеристик. Досліджено вплив кінематичних схем розподільної системи на коливання площі прохідного перетину та вихідні характеристики планетарного гідромотора. Встановлено, що коливання площі прохідного перетину розподільної системи планетарного гідромотора формують коливання потоку робочої рідини, що викликає пульсацію тиску в порожнині нагнітання. Пульсація тиску нагнітання представляє складний негармонійний процес та викликає вібрацію елементів гідравлічного приводу, що приводить до відмов мехатронної системи в цілому. Тому, планетарний гідромотор розглядається, як джерело пульсацій (вібрацій), що приводить до функціональних відмов гідроприводів мехатронних систем. Встановлено, що одним з основних вузлів планетарного гідромотора, що викликає пульсації тиску, є його розподільна система. Частота і амплітуда цих пульсацій залежить від кінематичної схеми розподільної системи. Тому, в роботі досліджено вплив кінематичної схеми системи розподілу робочої рідини на вихідні характеристики планетарного гідромотора. Визначено вплив коливань пропускної здатності розподільної системи на зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора. Досліджено вплив кінематичних схем на зміни пропускної здатності розподільної системи планетарного гідромотора. Обґрунтовано кінематичні схеми розподільних систем планетарних гідромоторів, що поліпшують його вихідні характеристики.

Ключові слова – планетарний гідромотор, розподільна система, кінематична схема, робоча рідина, вихідні характеристики.

Постановка проблеми – У вихідних ланках мехатронних систем з гідравлічним приводом активних робочих органів все більше застосування знаходять планетарні гідромотори [1–5], що працюють на низьких частотах обертання та з високими крутними моментами. Ця якість планетарних гідромоторів особливо важлива для гідроприводів мехатронних систем самохідної техніки, де необхідне забезпечення великих пускових моментів при роботі на заданій потужності. Під планетарними гідромашинами маються на увазі гідромашини аналогічні орбітальним, героторним і героллерним [1, 6, 7], що працюють за принципом планетарного редуктора. Відмінною особливістю планетарного гідромотора є необхідність створення обертового гідравлічного поля робочої рідини, для формування якого використовується розподільна система.

Розподіл робочої рідини в планетарних гідромашинах може бути: торцевим [8–11], з обертовим та нерухомим розподільниками торцевого типу; цапфовими [12], коли обертовий і нерухомий розподільники мають циліндричну форму та безпосереднім [13], коли розподіл робочої рідини здійснюється безпосередньо одним з обертових роторів.

Основною характеристикою будь-якої розподільної системи є її пропускна здатність (витрата робочої рідини), що визначається площею прохідного перетину. Площа прохідного перетину розподільної системи залежить від площі перекриття вікон золотника вікнами розподільника [8–14]. В свою чергу площа перекриття залежить від геометричних параметрів та кількості робочих вікон розподільника і вікон нагнітання (зливу) золотника. Відношення кількості вікон нагнітання золотника до кількості робочих вікон розподільника визначає кінематичну схему розподільної системи, яка залежить від кількості робочих камер гідромотора і характеризує синхронність обертання гідравлічного поля з його обертовими роторами. Від кінематичної схеми розподільного пристрою залежать такі вихідні параметри гідромашини, як частота обертання та крутний момент вихідного вала, а також пропускна здатність гідромашини та витрата робочої рідини.

Відомо [11, 14, 25], що коливання потоку робочої рідини викликані розподільною системою планетарної гідромашини негативно впливають на її вихідні характеристики. Такі коливання викликають пульсацію тиску в порожнині нагнітання гідромашини, при цьому їх амплітуда може перевищувати значення спрацьовування

запобіжного клапана. Таким чином, розподільну систему планетарних гідромашин можна розглядати як джерело складних негармонійних пульсацій, що викликають вібрацію елементів гідросистеми, яка приводить до функціональних відмов. Частота і амплітуда пульсацій, викликаних розподільною системою гідромашини, в першу чергу залежить від кінематичної схеми системи розподілу робочої рідини. Тому, дослідження впливу кінематичної схеми розподільної системи на зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора є актуальним завданням.

Аналіз останніх досліджень – Площа прохідного перетину розподільної системи визначається сумою площ перекриття вікон нагнітання (зливу) золотника вікнами розподільника [11] та залежить від їх конструктивних параметрів. Зміна площі прохідного перетину розподільної системи відбувається циклічно та залежить від кута повороту розподільника, кількості вікон розподільника і золотника та їх форми [8–11].

На підставі геометричних, математичних та гідродинамічних моделей, представлених в роботах [15, 16] виконані теоретичні дослідження впливу геометричних параметрів проточних частин героторного насоса на його вихідні характеристики. Необхідно відзначити, що для функціонування роботи роторів героторного насоса немає необхідності створювати оберতальне гідравлічне поле робочої рідини.

У роботах [17–19] розглянуто питання, пов'язані з проектуванням робочих поверхонь роторів героторних машин. Розроблено математичні моделі, проведено експериментальні дослідження. У даних дослідженнях не розглянуто вплив пропускної здатності розподільної системи на вихідні характеристики гідромашин.

Представлена теоретична модель [20] для розрахунку потоку робочої рідини всередині моделі відцентрового насоса, а також чисельний аналіз віртуальної моделі, виконаної з використанням програмного забезпечення ANSYS CFX, дозволяють виділити параметри та шляхи потоку, які формуються під час роботи відцентрового насоса. Для дослідження руху потоку робочої рідини використовується математична модель, запропонована в роботі [21]. Оцінка математичного моделювання потоку робочої рідини порівнюється з експериментальними даними. Однак, не розглянуті параметри потоку робочої рідини в об'ємних гідромашинах.

Дослідженням процесів, викликаних несталим рухом в'язкої нестисливої рідини [22, 23] встановлено причини виникнення кавітаційних явищ в зоні розподілу робочої рідини. Однак, не досліджено взаємне розташування вікон розподільника і золотника,

що характеризується періодичною зміною пропускної здатності розподільної системи.

Розглянуто переміщення робочої рідини по каналах та отворах елементів торцевої розподільної системи [24], а також побудовані образи її проточних частин за допомогою універсальної програмної системи кінцево–елементного аналізу «Ansys», програмних комплексів САПР «Компас» та «SolidWorks». Не розглянуто вплив кінематичних схем розподільних систем планетарних гідромашин на їх вихідні характеристики.

Мета дослідження – Поліпшення вихідних характеристик планетарного гідромотора шляхом обґрунтування кінематичної схеми його розподільної системи.

Для досягнення поставленої мети були вирішені наступні задачі:

- визначити взаємозв'язок пропускної здатності розподільної системи та вихідних характеристик планетарного гідромотора;
- дослідити вплив зміни пропускної здатності розподільної системи з різними кінематичними схемами на вихідні характеристики планетарного гідромотора;
- обґрунтувати кінематичні схеми розподільної системи, що поліпшують вихідні характеристики планетарного гідромотора.

Основна частина – Одним з основних вузлів, що лімітують роботу планетарного гідромотора, є розподільна система, призначена для подачі робочої рідини в робочі камери планетарного гідромотора в строго визначеній послідовності [11, 12, 24].

Основною характеристикою розподільної системи є її пропускна здатність, тобто площа прохідного перетину, яка складається з площ перекриття вікон золотника вікнами розподільника, в залежності від їх взаємного розташування [11, 14].

Математична модель, що описує взаємне розташування розподільних вікон та дозволяє визначити пропускну здатність розподільної системи з різними кінематичними схемами, представлена рівняннями [11, 14]:

$$\alpha_1(t) = \int \omega_{z.m} dt, \quad (1)$$

$$\alpha_2(t) = \alpha_1(t) + \alpha, \dots, \alpha_i(t) = \alpha_{i-1}(t) + \alpha, \quad (2)$$

$$\beta_1 = \frac{\pi}{Z_2}, \quad (3)$$

$$\beta_2 = \beta_1 + \beta, \dots, \beta_i = \beta_{i-1} + \beta, \quad (4)$$

$$\sigma_i(t) = |\beta_i - \alpha_i(t)|, \text{ при } \sigma_i \leq \beta/2, \quad (5)$$

$$\varepsilon = \frac{\pi}{Z_2}, \quad (6)$$

$$\gamma_i(t) = \varepsilon - \sigma_i(t), \quad (7)$$

$$S_i(t) = \sum_{i=1}^Z \left(\frac{\pi}{Z_2} - |\beta_i - \alpha_i(t)| \right) \cdot \frac{(R_2^2 - R_1^2)}{2}, \quad (8)$$

$$Q = \mu \cdot \sum_{i=1}^Z S_i(t) \cdot v_{cp}, \quad (9)$$

$$Q = \mu \cdot \sum_{i=1}^Z \left[\frac{\pi}{Z_2} - |\beta_i - \alpha_i(t)| \right] \cdot \frac{(R_2^2 - R_1^2)}{2} \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}. \quad (10)$$

де α_1 – кут розташування першого робочого вікна розподільника; α_i – кути розташування наступних вікон розподільника, причому непарні вікна розподільника вважаємо робочими вікнами, а парні – розвантажувальними вікнами; ω_{zm} – кутова частота обертання валу гідромотора; β_1 – кут розташування першого вікна золотника; β_i – кути розташування наступних вікон золотника, причому непарні вікна золотника вважаємо вікнами нагнітання, а парні – вікнами зливу; ε – кут розчину вікон розподільника і золотника; σ_i – кут між центрами вікон розподільника і золотника, які знаходяться в перекритті; γ_i – кут перекриття вікон золотника вікнами розподільника; S_i – площа перекриття вікон (площа прохідного перетину) розподільної системи; Z_1 і Z_2 – кількість вікон розподільника і золотника, відповідно; R_1 і R_2 – внутрішній і зовнішній радіуси розташування розподільних вікон, відповідно; Q – пропускна здатність розподільної системи; v_{cp} – середня швидкість потоку робочої рідини в розподільних вікнах; Δp – перепад тиску робочої рідини; ρ – щільність робочої рідини.

Встановлено [11, 14], що одним з основних вузлів гідромотора, що викликає пульсації, є розподільна система, геометричні параметри якої (зміна площі прохідного перетину), в першу чергу, впливають на форму і фактичну величину пульсацій.

Запропонована математична модель, що описує робочі процеси, які відбуваються в розподільній системі, дозволяє досліджувати вплив зміни пропускної здатності розподільної системи з різними кінематичними схемами на вихідні характеристики планетарного гідромотора.

Механізм виникнення коливань потоку робочої рідини в розподільних системах планетарних гідромашин аналогічний з аксіально-поршневими гідромашинами [6, 11, 14]. У момент з'єднання вікна розподільника з вікном нагнітання золотника виникає зворотний потік рідини, що супроводжується сплеском тиску (гідравлічним ударом). Виникнення зазначеного сплеску (пульсації) тиску повторюється при кожному наступному циклі. Можливість виникнення пульсацій тиску можна усунути (зменшити) раціональним

вибором режимів роботи системи розподілу робочої рідини, при розробці конструкцій проєктованих планетарних гідромоторів.

Для визначення зміни вихідних параметрів планетарного гідромотора в процесі експлуатації, необхідно визначити величину коливань потоку робочої рідини.

Амплітуда коливань вихідних параметрів планетарного гідромотора визначається рівняннями:

– пропускної здатності розподільної системи A_Q

$$A_Q = \mu \cdot \sqrt{\frac{2(p_n - p_{cl})}{\rho}} \cdot (S_{\max} - S_{\min}); \quad (11)$$

– частоти обертання валу гідромотора A_n

$$A_n = \frac{\mu \cdot \sqrt{\frac{2(p_n - p_{cl})}{\rho}} \cdot \eta_{об}}{V} \cdot (S_{\max} - S_{\min}); \quad (12)$$

– тиску робочої рідини A_p

$$A_p = \frac{Q^2 \cdot \rho}{2\mu^2} \cdot \left(\frac{1}{S_{\min}^2} - \frac{1}{S_{\max}^2} \right); \quad (13)$$

– крутного моменту на валу гідромотора A_M

$$A_M = \frac{V \cdot \eta_M}{2\pi} \cdot \frac{Q^2 \cdot \rho}{2\mu^2} \cdot \left(\frac{1}{S_{\min}^2} - \frac{1}{S_{\max}^2} \right), \quad (14)$$

де p_n – тиск в нагнітальній порожнині; $p_{зл}$ – тиск в зливній порожнині; S_{\max} и S_{\min} – максимальне і мінімальне значення площі прохідного перетину розподільної системи; V – робочий об'єм гідромотора.

Мірою виміру та оцінки величини пульсації потоку робочої рідини є коефіцієнт пульсації [11, 14]:

– пропускної здатності розподільної системи Π_Q

$$\Pi_Q = \frac{2 \cdot (S_{\max} - S_{\min})}{S_{\max} + S_{\min}} 100\%; \quad (15)$$

– частоти обертання валу гідромотора Π_n

$$\Pi_n = \frac{2 \cdot (S_{\max} - S_{\min})}{S_{\max} + S_{\min}} 100\%; \quad (16)$$

– тиску робочої рідини Π_p

$$\Pi_p = \frac{2 \cdot \left(\frac{1}{S_{\min}^2} - \frac{1}{S_{\max}^2} \right)}{\left(\frac{1}{S_{\max}^2} + \frac{1}{S_{\min}^2} \right)} 100\%; \quad (17)$$

– крутного моменту на валу гідромотора Π_M

$$\Pi_M = \frac{2 \cdot \left(\frac{1}{S_{\min}^2} - \frac{1}{S_{\max}^2} \right)}{\left(\frac{1}{S_{\max}^2} + \frac{1}{S_{\min}^2} \right)} 100\% . \quad (18)$$

Проведеними дослідженнями визначено взаємозв'язок пропускної здатності розподільної системи та вихідних характеристик планетарного гідромотора. Встановлено, що зміна площі прохідного перетину розподільної системи значно впливає на зміну пропускної здатності, частоти обертання та крутного моменту на валу планетарного гідромотора. Коливання площі прохідного перетину викликають пульсацію тиску потоку робочої рідини та негативно впливає на роботу планетарного гідромотора.

Вплив конструктивних параметрів розподільної системи та пульсації робочої рідини на вихідні характеристики планетарного гідромотора досліджено шляхом моделювання роботи розподільної системи в умовах експлуатації планетарного гідромотора за допомогою пакета Vissim [10, 11].

Для моделювання роботи розподільної системи приймаємо такі вихідні дані та початкові умови (на прикладі планетарного гідромотора серії PRG–22):

– кути, що обмежують геометричні параметри розподільника та золотника однакові;

– внутрішній радіус розташування розподільних вікон дорівнює $R_1 = 29$ мм;

– зовнішній радіус розташування розподільних вікон дорівнює $R_2 = 43$ мм.

На рис. 1 представлена структурно–функціональна схема взаємозв'язку геометричних параметрів розподільної системи.

Блоком *A* задаються вихідні параметри для моделювання роботи розподільної системи планетарного гідромотора.

Кути розташування розподільних вікон, виконаних на торцевих поверхнях розподільника та золотника, описані виразами (1), (2), (3) і (4) визначаються в блоці *B*.

Блок *C* дозволяє визначити кути розчину розподільних вікон, описані виразом (6), а кути між центрами вікон, описані виразом (5) – визначаються в блоці *D*.

Кути перекриття розподільних вікон, описані виразом (7) визначаються в блоці *E*, а площа перекриття розподільних вікон, описана виразом (8) – в блоці *F*.

Проведеними дослідженнями залежності зміни площі прохідного перетину розподільної системи планетарного гідромотора

від кінематичної схеми встановлено (рис. 2), що зі збільшенням кількості розподільних вікон площа прохідного перетину розподільної системи зростає. Однак, використання кінематичних схем 14/13 та більше не доцільно, тому що знижується пропускна здатність розподільної системи в цілому.

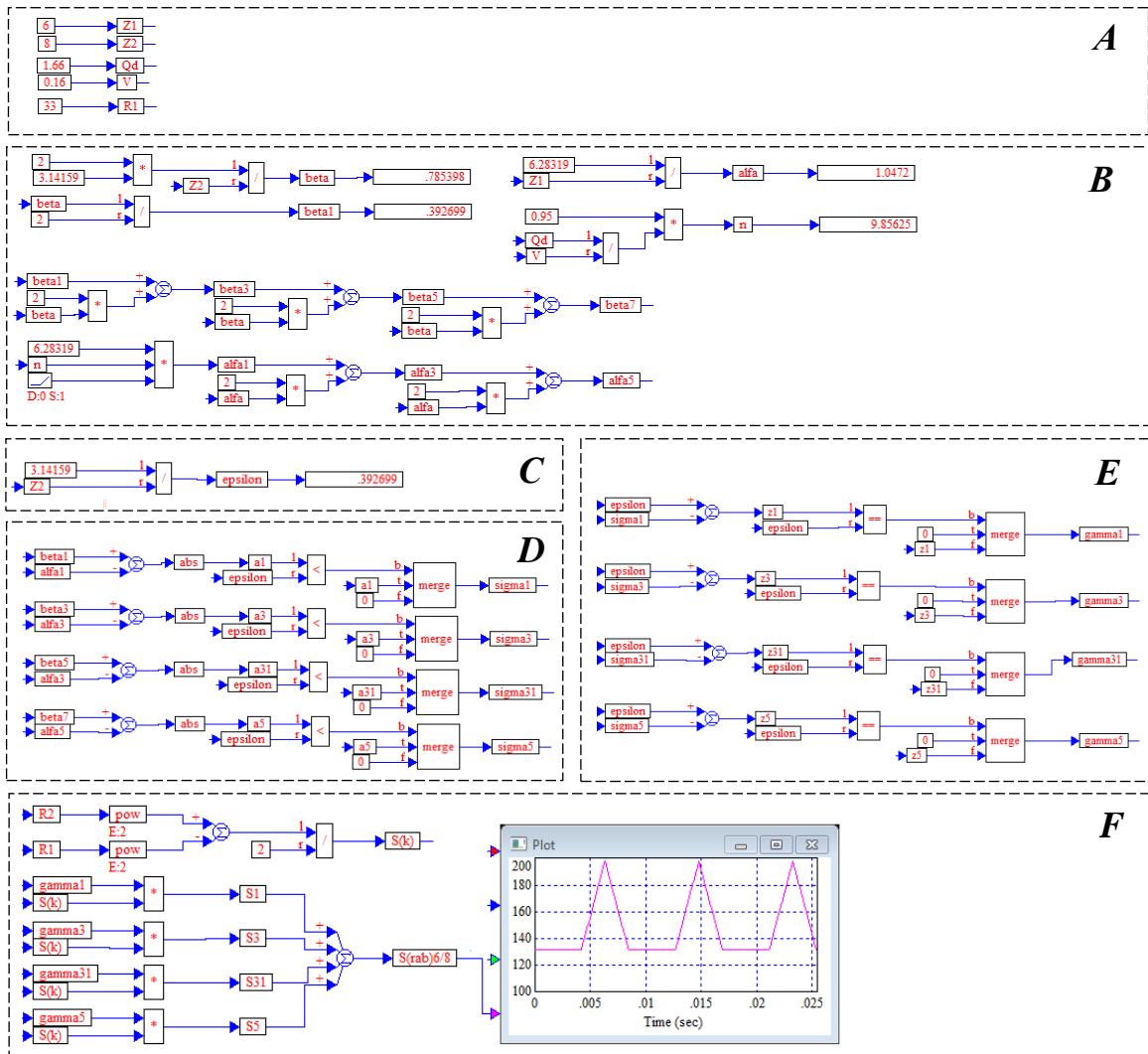


Рис. 1. Структурно-функціональна схема взаємозв'язку геометричних параметрів розподільної системи

Аналіз зміни сумарної площі перекриття вікон розподільної системи для різних кінематичних схем показав (рис. 2), що характер зміни площі прохідного перетину описується трьома залежностями:

- для схем 4/3; 6/5; 8/7; 10/9; 12/11 – залежністю, вираженою несинхронною циклічною кривою, в якій зміни площі прохідного перетину вікон нагнітання і зливу знаходяться в протифазі;

- для схем 7/6; 11/10 – залежністю, вираженою синхронною циклічною кривою, в якій зміни площі прохідного перетину вікон нагнітання і зливу знаходяться в одній фазі;

– для схем 5/4; 9/8; 13/12 – залежністю, вираженою прямою.

Зміна площі прохідного перетину розподільної системи в залежності від кінематичної схеми представлено в таблиці 1.

Визначення впливу зміни пропускної здатності розподільної системи на вихідні параметри планетарного гідромотора, в процесі його експлуатації проводилося шляхом моделювання за допомогою пакета Vissim.

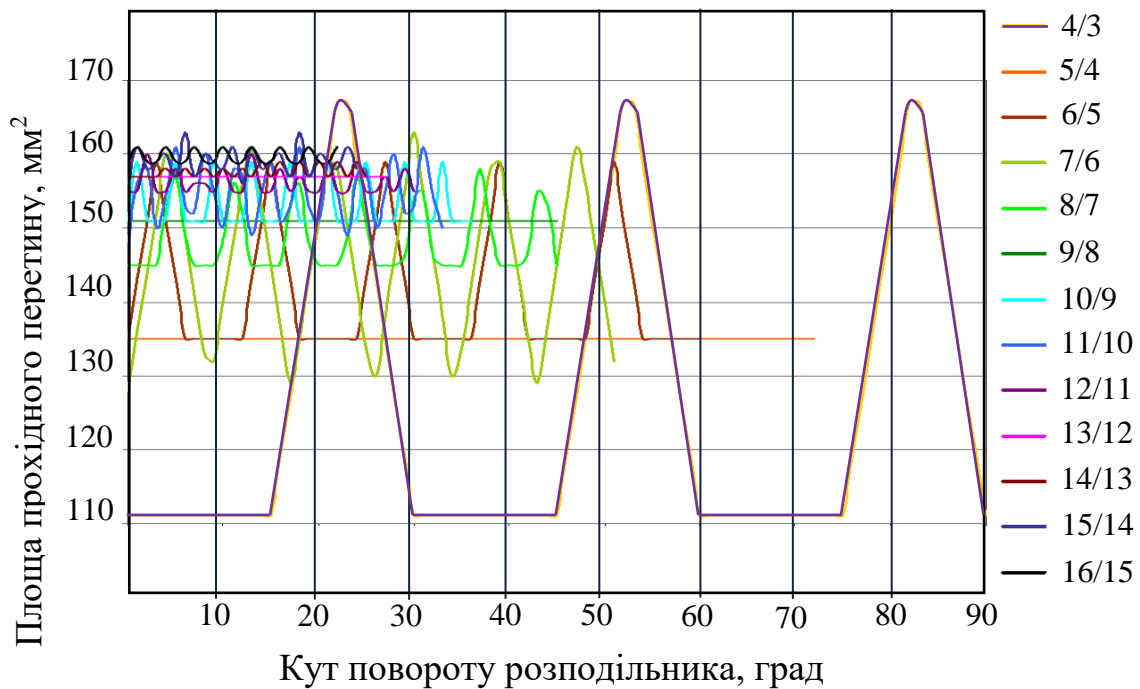


Рис. 2. Залежність зміни сумарної площі перекриття вікон розподільної системи для різних кінематичних схем

Таблиця 1 – Зміна площі прохідного перетину розподільної системи в залежності від кінематичної схеми

Кінематична схема	Кількість робочих вікон	Площа прохідного перетину, мм ²			
		max	min	середня	амплітуда коливань
4/3	3	198	132	150	66
5/4	4	158	158	158	0
6/5	5	185	158	165	27
7/6	6	188	151	169	37
8/7	7	170	183	173	13
9/8	8	176	176	176	0
10/9	9	184	176	178	8
11/10	10	188	172	180	16
12/11	11	186	180	182	6
13/12	12	183	183	183	0

Для моделювання приймаємо такі вихідні дані та початкові умови [25] (на прикладі планетарного гідромотора серії PRG–22):

- подача насоса, що забезпечує витрату робочої рідини через гідромотор – 70 л/хв;
- момент опору, що забезпечує робочий тиск – 365 Н·м;
- кутова швидкість вала гідромотора – 68 с^{-1} ;
- робочий об'єм гідромотора – 160 см^3 ;
- кути, що обмежують геометричні параметри розподільника і золотника однакові;
- внутрішній радіус розташування розподільних вікон дорівнює $R_1 = 29 \text{ мм}$;
- зовнішній радіус розташування розподільних вікон дорівнює $R_2 = 43 \text{ мм}$.

Необхідно відзначити, що у всіх планетарних гідромоторів серії PRG розподільні системи виконані конструктивно однаково. Тому, результати проведених досліджень можуть бути застосовані для всієї серії цих гідромоторів, незалежно від їх типорозміру.

На рис. 3 представлена структурно–функціональна схема взаємозв'язку геометричних параметрів розподільної системи та вихідних характеристик планетарного гідромотора.

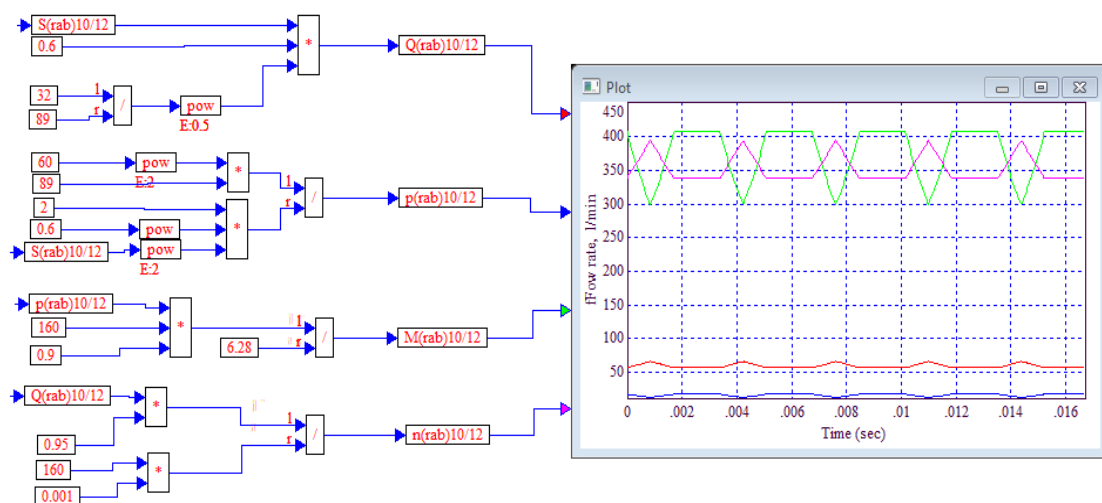


Рис. 3. Структурно–функціональна схема взаємозв'язку геометричних параметрів розподільної системи та вихідних характеристик планетарного гідромотора

Аналіз результатів моделювання (рис. 4, а) показав, що коливання площі прохідного перетину розподільної системи планетарного гідромотора викликають пульсації потоку робочої рідини. Амплітуда коливань витрати робочої рідини при цьому становить 24, 12, 6, 4 і 2 л/хв для кінематичних схем 4/3; 6/5; 8/7; 10/9 і 12/11, відповідно.

Зміна частоти обертання валу гідромотора (рис. 4, б) виражено залежностями аналогічними витраті робочої рідини. Амплітуда коливань частоти обертання валу становить 160, 60, 30, 20 і 10 хв^{-1} для кінематичних схем 4/3; 6/5; 8/7; 10/9 і 12/11, відповідно.

Залежності зміни тиску робочої рідини, викликані коливаннями потоку (рис. 5, а) виражені залежностями зворотними зміні витрати робочої рідини. Амплітуда коливань тиску робочої рідини становить 14, 4,5, 2,5, 1,5 і 0,75 МПа для кінематичних схем 4/3; 6/5; 8/7; 10/9 і 12/11, відповідно.

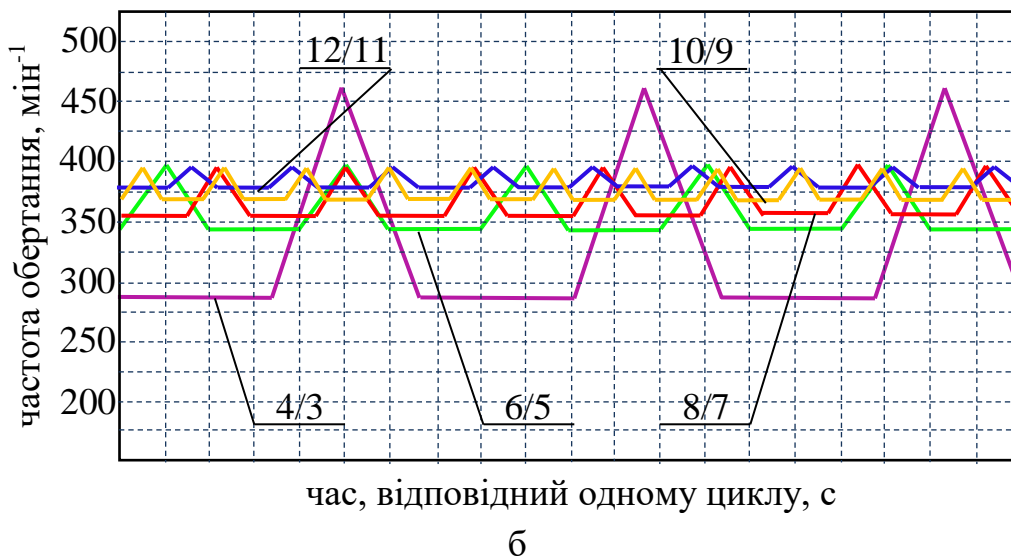
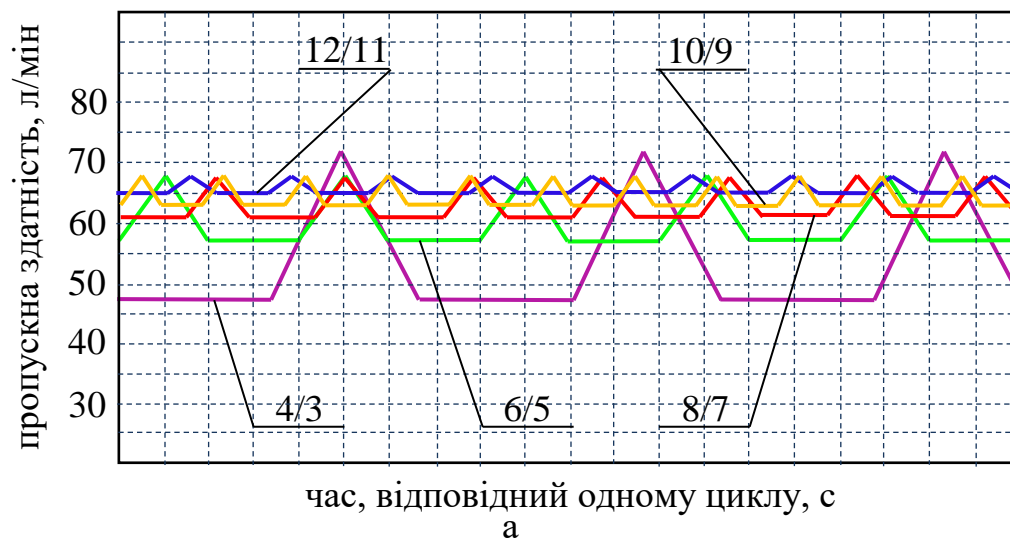


Рис. 4. Зміна вихідних характеристик планетарного гідромотора для кінематичних схем розподільної системи 4/3; 6/5; 8/7; 10/9; 12/11: а – витрата робочої рідини; б – частота обертання валу гідромотора

Аналіз залежності зміни крутного моменту на валу гідромотора (рис. 5, б) показує, що характер його зміни аналогічний зміні тиску. Амплітуда коливань крутного моменту становить 275, 100, 50, 25 і 12,5 Н·м для кінематичних схем 4/3; 6/5; 8/7; 10/9 і 12/11, відповідно.

Необхідно відзначити, що зі зростанням номера кінематичної схеми (збільшенням кількості робочих вікон) пропускна здатність розподільної системи планетарного гідромотора збільшується, а амплітуда коливань значень модельованих параметрів зменшується. Зміна частоти обертання валу гідромотора (рис. 4, б) обумовлена зміною витрати робочої рідини (рис. 4, а), а зміна тиску робочої рідини (рис. 5, а) – зміною крутного моменту на валу планетарного гідромотора (рис. 5, б).

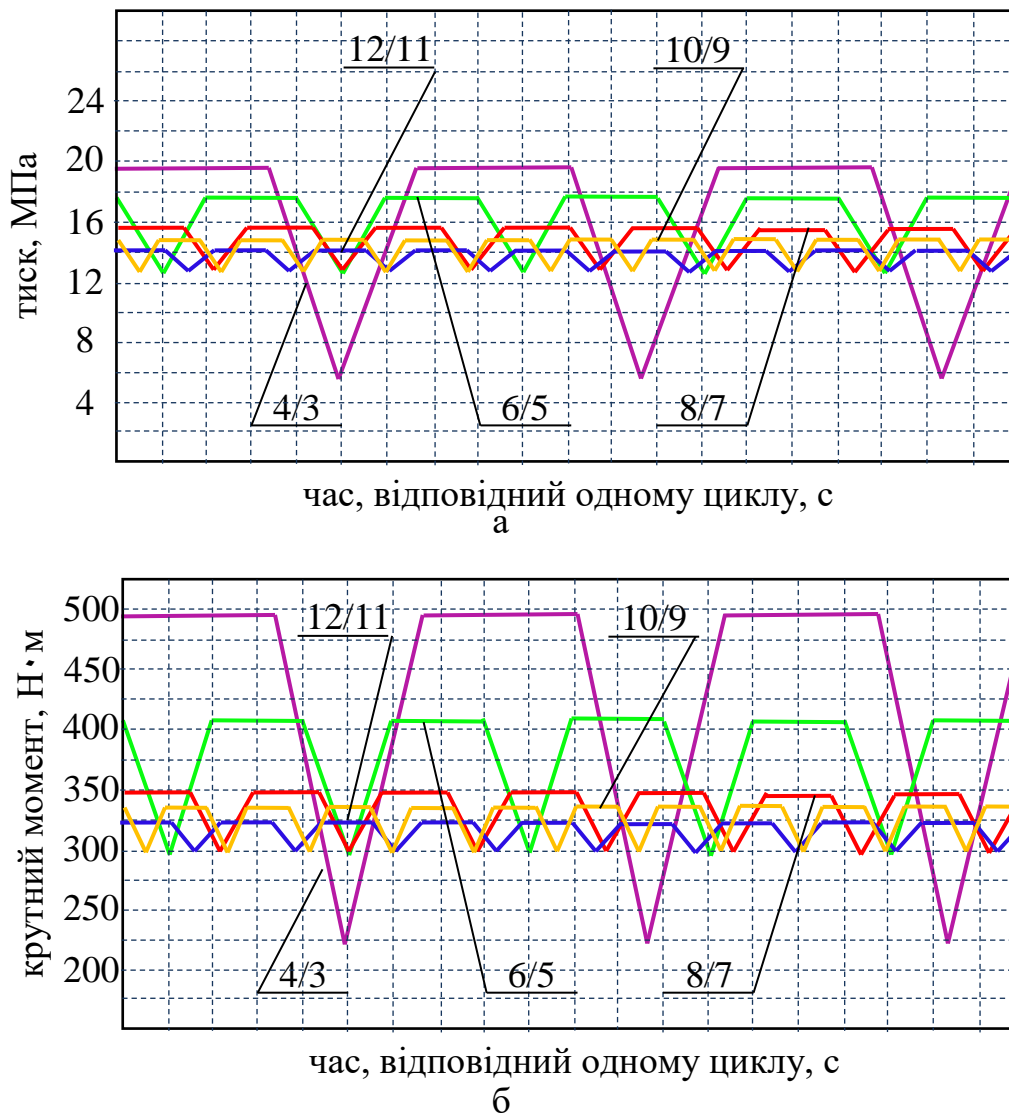


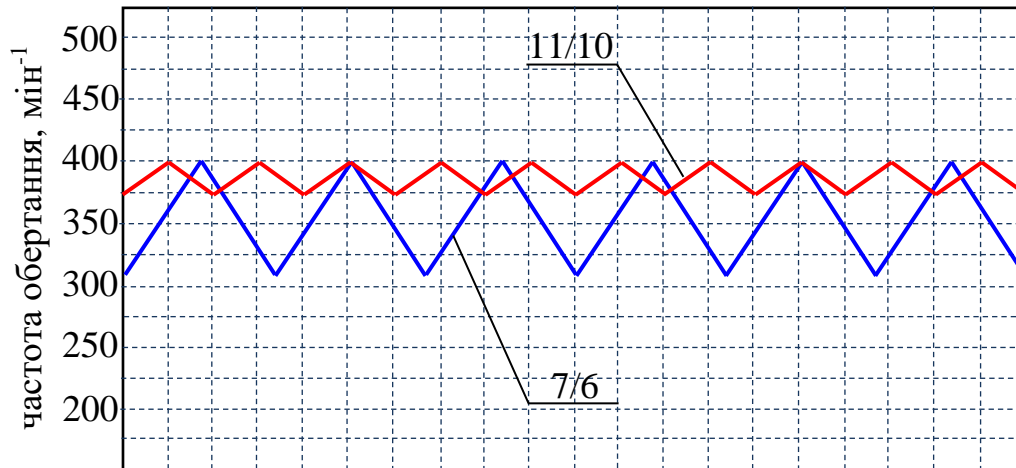
Рис. 5. Зміна вихідних характеристик планетарного гідромотора для кінематичних схем розподільної системи 4/3; 6/5; 8/7; 10/9; 12/11:
а – тиску; б – крутного моменту

На рис. 6 представлені залежності зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора для кінематичних схем розподільної системи 7/6 і 11/10.

Дослідженнями встановлено, що коливання витрати робочої рідини для кінематичних схем розподільної системи 7/6 і 11/10,

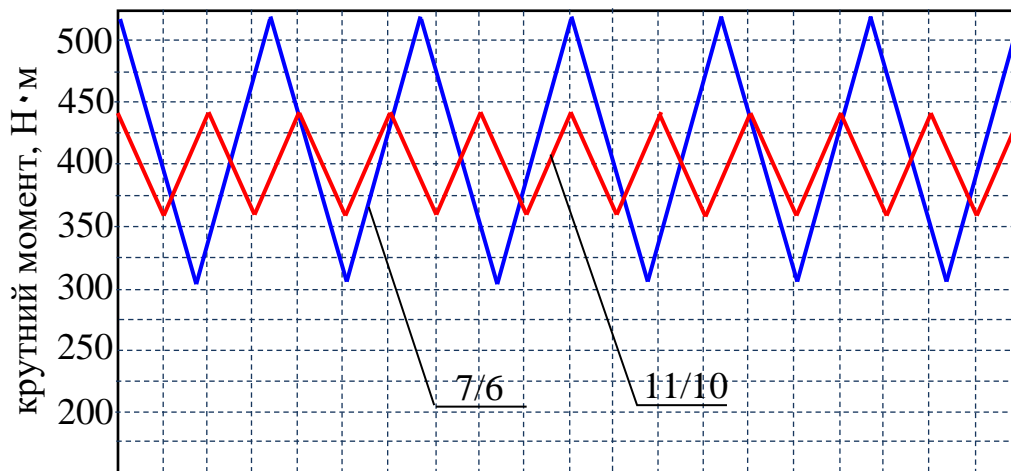
складають 14 і 5 л/хв, а коливання тиску робочої рідини – 7 і 2,5 МПа, відповідно.

Аналіз зміни частоти обертання валу гідромотора (рис. 6, а) показав, що коливання частоти обертання, викликані зміною витрати робочої рідини, складають 75 хв^{-1} для кінематичної схеми 7/6 і 30 хв^{-1} для схеми 11/10.



час, відповідний одному циклу, с

а



час, відповідний одному циклу, с

б

Рис. 6. Зміна вихідних характеристик планетарного гідромотора для кінематичних схем розподільної системи 7/6 і 11/10:

а – частота обертання валу гідромотора; б – крутний момент

Амплітуда коливань крутного моменту на валу гідромотора (рис. 6, б) для кінематичних схем розподільної системи 7/6 і 11/10, становить 160 і 50 Н·м, відповідно.

Дослідженнями встановлено, що для кінематичних схем 5/4; 9/8 і 13/12 розподільної системи планетарного гідромотора відсутні коливання площі прохідного перетину, і як наслідок, відсутні коливання витрати і тиску робочої рідини.

Таким чином, використання розподільної системи планетарного гідромотора з кінематичними схемами 5/4; 9/8 і 13/12 дозволяє забезпечити сталість його вихідних характеристик за рахунок відсутності коливання площі прохідного перетину.

Збільшення площі прохідного перетину розподільної системи можна досягти шляхом використання додаткових (розвантажувальних) вікон розподільника в якості робочих. Відомо [11, 14], що зі збільшенням кількості використання додаткових вікон розподільника площа прохідного перетину системи розподілу робочої рідини зростає. Однак, у зв'язку з конструктивними особливостями розподільного механізму, рекомендується використовувати не більше чотирьох додаткових вікон розподільника [11]. Причому в розподільних системах з кінематичними схемами 4/3, 6/5, 8/7, 10/9 і 12/11 можна використовувати тільки два додаткових вікна розподільника.

Можливі варіанти використання додаткових вікон розподільника та зміна площі прохідного перетину в залежності від кінематичної схеми представлені в таблиці 2.

Таблиця 2 – Можливі варіанти використання додаткових вікон розподільника в залежності від кінематичної схеми розподільної системи

Кінематична схема	Кількість вікон розподільника		Площа прохідного перетину, мм ²			
	робочих	додаткових	max	min	середня	амплітуда коливань
4/3	3	2	387	132	250	255
5/4	4	2	317	157	240	160
		4	317	317	317	0
6/5	5	2	288	145	213	143
7/6	6	2	264	188	226	76
		3	264	226	255	38
		4	338	226	284	112
8/7	7	2	281	173	220	108
9/8	8	2	264	174	220	90
		4	264	264	264	0
10/9	9	2	265	175	218	90
11/10	10	2	246	186	216	60
		4	275	229	252	46
12/11	11	2	230	180	217	50
13/12	12	2	240	190	215	50
		3	245	220	225	25
		4	264	224	244	40

Аналіз таблиці 2 показує, що для кінематичних схем 5/4 і 9/8 при використанні чотирьох додаткових вікон розподільника коливання площі прохідного перетину розподільної системи відсутні, що дозволяє забезпечити сталість вихідних характеристик планетарного гідромотора. Зниження пульсації потоку робочої рідини досягається шляхом кутового зміщення вікон розподільника [11].

Зміна площі прохідного перетину в залежності від кінематичної схеми після зсуву розподільних вікон представлено в таблиці 3.

Таблиця 3 – Зміна площі прохідного перетину в залежності від кінематичної схеми розподільної системи після зсуву вікон розподільника

Кінематична схема	Кількість вікон розподільника		Площа прохідного перетину, мм ²			
	робочих	додаткових	max	min	середня	амплітуда коливань
4/3	3	2	275	238	250	37
5/4	4	2	265	215	240	50
		4	зміщення вікон не потрібно			
6/5	5	2	225	207	213	18
7/6	6	2	226	226	226	0
		3	264	250	255	14
		4	294	274	284	20
8/7	7	2	240	200	220	20
9/8	8	2	226	214	200	12
		4	зміщення вікон не потрібно			
10/9	9	2	240	215	218	25
11/10	10	2	216	216	216	0
		4	257	247	252	10
12/11	11	2	225	215	217	10
13/12	12	2	220	210	215	10
		3	230	223	225	7
		4	244	244	244	0

Аналіз таблиці 3 показує, що кутовий зсув вікон розподільника дозволяє в 4...5 разів знизити коливання потоку робочої рідини розподільної системи планетарного гідромотора.

Так само необхідно відзначити, що для кінематичних схем 7/6 і 11/10 при використанні двох додаткових вікон розподільника і схеми 13/12 з чотирма додатковими вікнами коливання площі прохідного перетину розподільної системи відсутні, що покращує вихідні характеристики планетарного гідромотора.

Висновки – В результаті проведених досліджень встановлено взаємозв'язок між пропускною здатністю розподільної системи та вихідними характеристиками планетарного гідромотора, при різних кінематичних схемах розподільної системи.

Дослідженням впливу зміни пропускної здатності розподільної системи з різними кінематичними схемами на вихідні характеристики планетарного гідромотора встановлено, що коливання площі прохідного перетину викликають пульсацію тиску потоку робочої рідини, що негативно впливає на роботу планетарного гідромотора. Також встановлено, що зміна площі прохідного перетину розподільної системи значно впливає на зміну частоти обертання валу гідромотора, крутного моменту та тиску робочої рідини.

Обґрунтовано раціональні кінематичні схеми розподільних систем планетарного гідромотора, що дозволяє поліпшити його вихідні характеристики. Найбільш раціональними кінематичними схемами систем розподілу робочої рідини є:

- 5/4; 9/8; 13/12 без використання додаткових вікон розподільника;
- 5/4; 9/8 при використанні чотирьох додаткових вікон розподільника без кутового зміщення вікон розподільника;
- 7/6; 11/10 при використанні двох та 13/12 – чотирьох додаткових вікон розподільника з подальшим кутовим зміщенням вікон розподільника.

Використання запропонованих схем обумовлено відсутністю коливань площі прохідного перетину в розподільній системі та, як наслідок, забезпеченням сталості вихідних характеристик планетарного гідромотора.

Література:

1. Ерасов Ф. Н. Новые планетарные машины гидравлического привода / Ф. Н. Ерасов. – К.: УкрНИИИТИ, 1969. – 55 с.
2. Панченко А. І. Гідромашини для приводу активних робочих органів та ходових систем мобільної сільськогосподарської техніки / А. І. Панченко // Техніка АПК. – 2006. – С. 11–13.
3. Панченко А. И. Разработка планетарных гидромоторов для силовых гидроприводов мобильной техники / А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. А. Панченко // MOTROL. – Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – 2015. – Vol. 17, No 9. – P. 29–36.
4. Перспективи гідрофіксації мобільної сільськогосподарської техніки / А. І. Панченко, А. А. Волошина, О. Ю. Золотарьов, Д. С.

Титов // Промислова гідравліка і пневматика. – 2003. – № 1. – С. 71–74.

5. Панченко А. И. Конструктивные особенности планетарных гидромоторов серии **PRG** / А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. А. Панченко // Вісник НТУ «ХП». – Харків, 2018. – № 17 (1293). – С. 88–95. – (Гідравлічні машини та гідроагрегати).

6. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика / Т. М. Башта. – М.: Машиностроение, 1971. – 672 с.

7. Бирюков В. Н. Роторно–поршневые гидравлические машины / В. Н. Бирюков. – М.: Машиностроение, 1977. – 152 с.

8. Математическая модель торцевой распределительной системы с цилиндрическими окнами / А. И. Панченко, А. А. Волошина, Д. С. Титов, А. И. Засядько // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету / ТДАТУ. – Мелітополь, 2011. – Вип. 11, т. 1. – С. 11–22.

9. Математическая модель торцевой распределительной системы с окнами в форме паза / А. И. Панченко, А. А. Волошина, В. М. Верещага, А. А. Зуев // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету / ТДАТУ. – Мелітополь, 2011. – Вип. 11, т. 6. – С. 322–331.

10. Волошина А. А. Влияние конструктивных особенностей распределительных систем на выходные характеристики планетарных гидромашин / А. А. Волошина // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету / ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Вип. 12, т. 2. – С. 3–9.

11. Панченко А. И. Планетарно–роторные гидромоторы. Расчет и проектирование: монография / А. И. Панченко, А. А. Волошина. – Мелітополь: Люкс, 2016. – 236 с.

12. Панченко А. И. Способы распределения рабочей жидкости в планетарных гидромашинах / А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. А. Панченко // Вісник НТУ «ХП». – Харків, 2016. – № 20 (1192). – С. 46–52. – (Гідравлічні машини та гідроагрегати).

13. Конструктивные особенности и принцип работы гидровращателей планетарного типа / А. И. Панченко, А. А. Волошина, Н. П. Кольцов, И. А. Панченко // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету / ТДАТУ – Мелітополь, 2012. – Вип. 12, т. 3. – С. 174–184.

14. Панченко А. И. Математическая модель гидроагрегата с планетарным гидромотором / А. И. Панченко // Промислова гідравліка і пневматика. – 2005. – № 4 (10). – С. 102–112.

15. Altare, G., & Rundo, M. (2016). Computational Fluid Dynamics Analysis of Gerotor Lubricating Pumps at High-Speed: Geometric Features Influencing the Filling Capability. *Journal of Fluids Engineering*, 138 (11), 111101. doi: 10.1115/1.4033675.

16. Chiu-Fan, H. (2015). Flow Characteristics of Gerotor Pumps With Novel Variable Clearance Designs. *Journal of Fluids Engineering*, 137 (4), 041107. doi: 10.1115/1.4029274.

17. Stryczek, J., Bednarczyk, S., & Biernacki, K. (2014). Strength analysis of the polyoxymethylene cycloidal gears of the gerotor pump. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, 14 (4), 647–660. doi: 10.1016/j.acme.2013.12.005.

18. Choi, T. H., Kim, M. S., Lee, G. S., Jung, S. Y., Bae, J. H., & Kim, C. (2012). Design of Rotor for Internal Gear Pump Using Cycloid and Circular-Arc Curves. *Journal of Mechanical Design*, 134 (1), 011005. doi:10.1115/1.4004423.

19. Chang, Y. J., Kim, J. H., Jeon, C. H., Kim, C., & Jung, S. Y. (2007). Development of an Integrated System for the Automated Design of a Gerotor Oil Pump. *Journal of Mechanical Design*, 129 (10), 1099. doi:10.1115/1.2757629.

20. Scheaua, F. (2017). Theoretical flow model through a centrifugal pump used for water supply in agriculture irrigation. *Journal of Industrial Design and Engineering Graphics*, 12 (1).

21. Dobeš, J., Kozubková, M., & Mahdal, M. (2016). Identification of the noise using mathematical modeling. *EPJ Web of Conferences*, 114, 02017. doi 10.1051/epjconf/201611402017.

22. Yang, D. C. H., Yan, J., & Tong, S. H. (2010). Flowrate Formulation of Deviation Function Based Gerotor Pumps. *Journal of Mechanical Design*, 132 (6), 064503. doi:10.1115/1.4001595.

23. Marcu, I. L., & Pop, I. I. (2004). Interconnection Possibilities for the Working Volumes of the Alternating Hydraulic Motors. *Scientific Bulletin of the Politehnica University of Timisoara*, 365–370.

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

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

ОБОСНОВАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ ГИДРОМАШИН ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА

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

Аннотация – работа посвящена обоснованию кинематических схем распределительной системы планетарного гидромотора с целью улучшения его выходных характеристик. Исследовано влияние кинематических схем распределительной системы на колебания площади проходного сечения и выходные характеристики планетарного гидромотора. Установлено, что колебания площади проходного сечения распределительной системы планетарного гидромотора формируют колебания потока рабочей жидкости вызывающие пульсацию давления в полости нагнетания. Пульсация давления нагнетания представляет сложный негармонический процесс и вызывает вибрацию элементов гидравлического привода, что приводит к отказам мехатронной системы в целом. Поэтому, планетарный гидромотор рассматривался, как источник пульсации (вибраций), приводящий к функциональным отказам гидроприводов мехатронных систем. Установлено, что одним из основных узлов планетарного гидромотора, вызывающим пульсации давления, является его распределительная система. Частота и амплитуда этих пульсаций зависит от кинематической схемы распределительной системы. Поэтому, в работе исследовалось влияние кинематической схемы системы распределения рабочей жидкости на выходные характеристики планетарного гидромотора. Определено влияние колебаний пропускной способности распределительной системы на изменение выходных характеристик планетарного гидромотора. Исследовано влияние кинематических схем на изменения пропускной способности распределительной системы планетарного гидромотора. Обоснованы кинематические схемы распределительных систем планетарных гидромоторов, улучшающие его выходные характеристики.

JUSTIFICATION OF KINEMATIC SCHEMES OF DISTRIBUTION SYSTEMS OF PLANETARY TYPE HYDROMS

A. Panchenko, A. Voloshina, I. Panchenko

Summary

The work is devoted to the substantiation of the kinematic schemes of the distribution system of a planetary hydraulic motor with the aim of improving its output characteristics. The influence of the kinematic schemes of the distribution system on the fluctuations of the flow area and the output characteristics of the planetary hydraulic motor is investigated. It is established that the fluctuations of the flow area the distribution system of the planetary hydraulic motor generates fluctuations in the flow of the working fluid causing pressure pulsations in the discharge cavity. The pulsation of the discharge pressure is a complex non-harmonic process and causes the vibration of the elements of the hydraulic drive, which leads to failures of the mechatronic system as a whole. Therefore, the planetary hydraulic motor was considered as a source of pulsation (vibrations), leading to functional failures of the hydraulic actuators of mechatronic systems. It has been established that one of the main components of a planetary hydraulic motor that causes pressure pulsations is its distribution system. The frequency and amplitude of these pulsations depends on the kinematic scheme of the distribution system. Therefore, the work investigated the influence of the kinematic scheme of the distribution of the working fluid on the output characteristics of the planetary hydraulic motor. The influence of the transmission capacity of the distribution system on the change in the output characteristics of the planetary hydraulic motor is determined. The influence of kinematic schemes on changes in throughput distribution system of the planetary hydraulic motor. The kinematic schemes of distribution systems of planetary hydraulic motors, improving its output characteristics, are substantiated.

УДК 621.227

ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИЙ ПРИСТРІЙ ДЛЯ ЗМІШУВАННЯ РІДИНИ З ПОВІТРЯМ

Андренко П.М., д.т.н.,

Клітної В.В., к.т.н.,

Кулініч К.О.,

Ендеко В.В.

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

Тел. (057) 707–61–28

Анотація – в статті наведено конструкцію пристрою для змішування рідини з повітрям, у якому за рахунок встановлення ковпачка з отворами, патрубка для підводу повітря в точці найбільшого розрідження всмоктуючого патрубка та вибору раціональних значень площ проточної частини та конусності конфузора і відсутності механічного змішувача, забезпечується малий гідравлічний опір проточної частини. Точне відсоткове співвідношення рідини і повітря забезпечується клапаном із електроуправлінням, встановленим на патрубку підводу повітря, та ротаметрами, оснащеними датчиками витрати сигнали, від яких надходять до ПК.

Ключові слова – пристрій для змішування рідини з повітрям, клапан, ротаметр, гідравлічний опір, патрубок.

Постановка проблеми. Проблема транспортування водоповітряних сумішей існує в багатьох галузях промисловості, а саме нафтогазової, хімічної, мікробіологічної та інших. Для транспортування таких сумішей найбільш ефективно використовувати лопатеві насоси, які в порівнянні з об'ємними мають ряд суттєвих переваг: малу собівартість, високу надійність, можливість перекачування повітряно–рідинних потоків, видаток і напір яких змінюється у широкому діапазоні [1]. У літературних джерелах відсутні дані щодо використання насосного обладнання, яке працює без зриву параметрів на повітряно–рідинних сумішах [1]. Для визначення характеристик таких насосів пропонується проведення експериментальних досліджень на спеціальних стендах, оснащених

пристроями подачі та змішування рідини з повітрям. Зазначимо, що точність визначення процентного вмісту повітря у повітряно–рідинній суміші суттєвим чином залежить від конструктивного рішення такого пристрою.

Аналіз останніх досліджень. Розглянемо існуючі пристрої для змішування рідини з повітрям. Так, у пристрої змішування рідини з повітрям, яким оснащено експериментальний стенд кафедри прикладної гідроаеромеханіки СумДУ, регулювання подачі насоса здійснюється засувкою на напірному трубопроводі, а регулювання впускання повітря в підвідний трубопровід – вентилям на лінії підводу. Надлишок повітря з баку відводиться в атмосферу крізь вентиля, регулюванням якого підтримується в контурі постійний тиск [2]. Однорідна газорідина суміш отримується за допомогою змішувача, виконаного у вигляді перфорованої трубки для підводу та розсіювання повітря. Однак, даний пристрій не забезпечує однорідність повітряно–рідинної суміші і не дозволяє визначити процентний вміст повітря.

У роботі [3] особливістю пристрою є те, що патрубок, по якому подається повітря від компресора, оснащено перфорованою ділянкою, де відбувається змішування рідини та повітря і яка розташована в точці, де абсолютні значення тиску рідини та повітря є рівними. Недоліком даного пристрою є те, що в ньому використовуються два джерела енергії, що збільшує енергоспоживання, можливість потрапляння рідини в патрубок підводу повітря при раптовому відключенні або виходу з ладу компресора, крім того, він не забезпечує регулювання відсотковим співвідношенням рідини і повітря у широкому діапазоні зміни витрати повітряно–рідинної суміші.

У пристрої [4] змішування повітря та рідини відбувається у вихідній трубі, куди по вхідному патрубку подається повітря, а по патрубку, який коксіально розташований у вихідній трубі і на виході якого розміщено конус спрямований вершиною в бік вихідної труби. Рідина, яка на виході з щілини утвореної цим патрубком і конусом розширюється, причому прохідний перетин вихідної труби від цієї ділянки зменшується вниз за потоком, внаслідок чого прискорюється потік повітряно–рідинної суміші.

Недоліком цього пристрою є значний його гідравлічний опір, що збільшує енергоспоживання, можливість потрапляння рідини в патрубок підводу повітря при раптовому відключенні або виходу з ладу компресора, геометрія його проточної частини не забезпечує отримання гомогенних повітряно–рідинних сумішей, крім того він не забезпечує регулювання відсотковим співвідношенням рідини і

повітря у широкому діапазоні зміни витрати повітряно–рідинної суміші.

У пристрої для змішування рідини з повітрям[5], у якому є насос з приводом, патрубки вихідний і всмоктуючий виконано у вигляді двох циліндричних труб з'єднаних конфузоровим з кутом конусності α , причому труба більшого діаметра розташована з боку баку з рідиною та, всередині якої коаксіально розміщено патрубок для підводу повітря, який утримується у всмоктуючому патрубку пілонами і на кінці якого, з боку насоса, встановлений ковпачок з отворами, а інший кінець через клапан з'єднаний з атмосферою. Особливістю даного пристрою для змішування рідини з повітрям є те, що ковпачок патрубку для підводу повітря виконано у вигляді зрізаного конуса з отворами по утворюючій, спрямованого вершиною до входу насоса та оснащеного кришкою, з'єднаною з перемішувачем пристроєм, який виконано у вигляді конічної обичайки з довгими замкнутими по кінцях прорізами, розміщеними під кутом до її утворюючих, яка закінчується конічним обтічником, оснащеним на кінці перед входом до насоса турбінними лопатями, що забезпечують обертання кришки з перемішувачем пристрою в напрямку обертання ротора насоса.

Недоліком даного пристрою є складне конструктивне виконання, підвищене енергоспоживання, мала надійність, нездатність забезпечити регулювання відсоткових співвідношень рідини і повітря у широкому діапазоні зміни витрати газорідинної суміші. Це обумовлено тим, що обертання кришки з перемішувачем пристроєм забезпечується всмоктуючим потоком, патрубок для підводу повітря має рухомі частини, які крім перемішування рідини і повітря змінюють прохідні перетини отворів подачі повітря, що збільшує опір проточної частини цього патрубку, та частота обертання рухомих частин залежить від витрати повітряно–рідинної суміші.

У доступних нам літературних джерелах відсутні відомості, що до простого, енергоефективного, надійного пристрою для змішування рідини з повітрям, який забезпечує регулювання відсотковим співвідношенням рідини і повітря у широкому діапазоні зміни витрати повітряно–рідинної суміші. Таким чином, розробка такого пристрою є актуальним завданням.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Розробка простого та надійного пристрою для змішування рідини з повітрям.

Пристрій для змішування рідини з повітрям. Розроблений нами пристрій, рис. 1 і рис. 2 [6] містить насос 2 (тип насоса може бути різним: об'ємним, вихровим, лопатевим – центробіжним або осьовим) з приводом 1 та патрубки вихідний 14 і всмоктуючий 6, який виконано у вигляді двох циліндричних труб – 3, 5 з'єднаних конфузоровим 4 з кутом конусності α , що знаходиться в межах 30...50°.

Причому труба більшого діаметра 5 розташована з боку баку з рідиною 7, всередині якої коаксіально розміщено патрубок підводу повітря 11, який утримується у всмоктуючому патрубку 6 пілонами 12, та на кінці якого, з боку насоса, в точці найбільшого розрідження всмоктуючого патрубку 6 встановлений ковпачок з отворами 13, діаметри яких знаходяться в межах 0,2...0,7 мм, та сума площ яких дорівнює або більша площі патрубку 11. Інший кінець патрубку для підводу повітря 11 через клапан з електроуправлінням 10 з'єднаний з атмосферою, а площа кільцевої щілини утвореною циліндричною трубою 5 всмоктуючого патрубку 6 і патрубком для підвода повітря 11 дорівнює або більша площі труби 3 цього ж патрубку. В патрубках підвода повітря 11 і вихідному 14 встановлені ротаметри 9, 15, які оснащено датчиками витрати сигнали від яких надходять до ПК 8, який керує відкриттям/закриттям клапана 10.

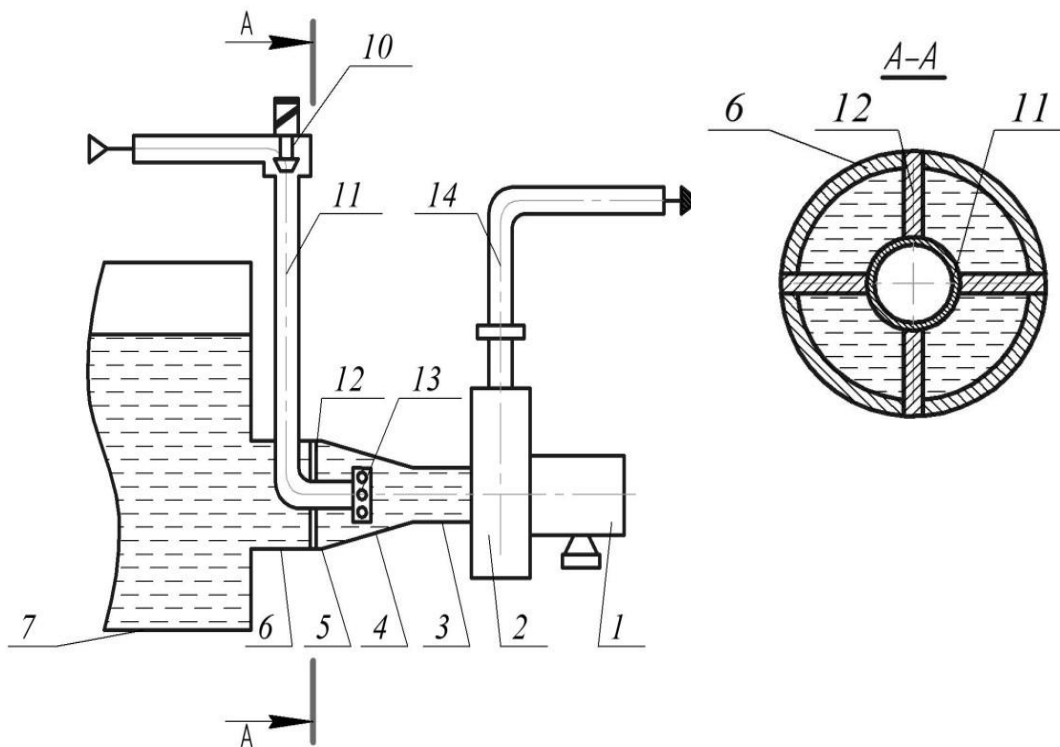


Рис. 1. Схема пристрою для змішування рідини з повітрям

При роботі розробленого пристрою потік рідини засмоктується насосом 2 з баку 7 через патрубок 6, в циліндричній трубі 5 якого з боку баку 7 коаксіально розміщено патрубок підводу повітря 11, який кріпиться у ньому пілонами 12. При проходженні рідини у всмоктуючому патрубку 6 крізь кільцевий канал, утворений циліндричною трубою 5 та патрубком підводу повітря 11, конфузора 4, циліндричної труби 3, у ньому утворюється вихровий рух і розрідження дорівнює або трохи менше за кавітаційний запас насоса

2. Вибір площі кільцевої щілини, утвореної циліндричною трубою 5 всмоктуючого патрубку 6 і патрубком підвода повітря 11 рівною або більшою площею труби 3 цього ж патрубку. Кут конусності конфузора α знаходиться в межах $30...50^\circ$ та забезпечує мінімальний гідравлічний опір всмоктуючого патрубку 6. Ковпачок з отворами 13 патрубку підводу повітря 11 розміщено в точці найбільшого розрідження всмоктуючого патрубку 6. Унаслідок перепаду тиску (атмосферного та розрідження всмоктуючого патрубку 6) повітря через ротаметр 9, клапан з електроуправлінням 10 по патрубку підводу повітря, отвори ковпачка 13 всмоктується та у вигляді малих бульбашок потрапляє в рідину, в якій внаслідок утворення вихрового руху останньої, змішується з нею утворюючи гомогенну повітряно-рідинну суміш. Виконання отворів ковпачка 13 з діаметрами в межах $0,2...0,7$ мм, з сумою площ, що дорівнює або більша площі патрубку 11 забезпечує отримання гомогенної повітряно-рідинної суміші та мінімальний опір патрубку підводу повітря 11. Далі повітряно-рідинна суміш по трубі 3 надходить до насоса 2, де додатково відбувається її перемішування та часткове розчинення повітря в рідині внаслідок підвищення тиску. З насоса 2 повітряно-рідинна суміш по вихідному патрубку 14, ротаметру 15 надходить на вихід пристрою. Сигнали з ротаметрів 9 та 15, які оснащено датчиками витрати, надходять до ПК 8, який керує відкриттям/закриттям клапана з електроуправлінням 10, встановленим на вході патрубку для підводу повітря 11 регулюючи процентне співвідношення рідини і повітря.

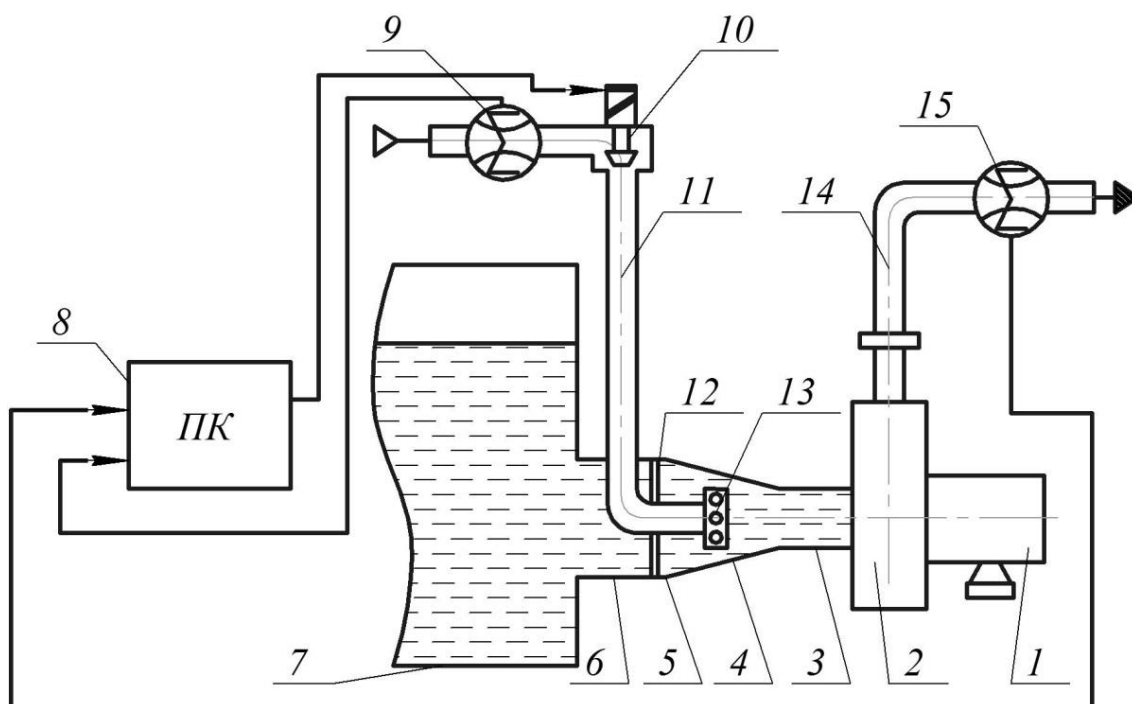


Рис. 2. Схема пристрою для змішування рідини з повітрям, оснащеного ротаметрами з датчиками витрати і ПК

Отримання тонкодисперсної повітряно–рідинної суміші досягається за рахунок встановлення ковпачка 13 з отворами для підводу повітря в точці найбільшого розрідження всмоктуючого патрубка 6, в якій створюється інтенсивне вихроутворення та всмоктування повітря крізь отвори ковпачка 13, які забезпечують рівномірне надходження повітря до рідини без застосування механічних змішувачів, це дозволяє значно спростити конструкцію пристрою, завдяки чому спрощується його обслуговування та підвищується надійність. Виконання площі кільцевої щілини, утвореної циліндричною трубою 5 всмоктуючого патрубку 6 і патрубком підвода газу 11 рівною або більшою площею труби 3 цього ж патрубку та кута конусності конфузора α в межах $30...50^\circ$ та отворів ковпачка 13 діаметром $0,2...0,7$ мм, сума площ яких дорівнює або більша площі патрубку 11, дозволяє отримати мінімальний гідравлічний опір проточної частини пристрою, завдяки чому зменшується його енергоспоживання. Встановлення на вхідному патрубку підводу повітря 11 клапана з електроуправлінням 10 і ротаметра 9 оснащеного датчиком витрати та вихідному патрубку 14 ротаметра 15 оснащеного датчиком витрати, сигнали з яких надходять до ПК 8 і який керує відкриттям/закриттям клапана з електроуправлінням 10, дозволяє забезпечити точне відсоткове співвідношення рідини і повітря.

Визначення параметрів повітряно – рідинної суміші. Зазначимо, що при дослідженнях насосів, зазвичай приймають, що структура повітряно–рідинної суміші бульбашкова. Для визначення робочих параметрів насосів, які містять характеристики двофазної рідини, нами пропонується використовувати наступні залежності [7]:

– модуль об’ємної пружності

$$E_C(t) = k(p(t) + 10^5)(Ap(t) + B) \times \frac{(1 - m_0) \sqrt[4]{\frac{Ap_0 + B}{Ap(t) + B}} + m_0 k \sqrt[4]{\frac{p_0 + 10^5}{p(t) + 10^5}}}{k(p(t) + 10^5)(1 - m_0) \sqrt[4]{\frac{Ap_0 + B}{Ap(t) + B}} + m_0 (Ap + B) k \sqrt[4]{\frac{p_0 + 10^5}{p(t) + 10^5}}} ; (1)$$

– густину

$$\rho_C(t) = \rho_{p0} \left\{ (1 - m_0) \left[1 + \frac{p(t) - p_0}{E_C(t)} \left[\frac{1}{1 + \alpha(T(t) - T_0)} \right] \right] + \rho_{r0} m_0 \frac{p(t)}{p_0} \frac{T_0 + 273^\circ}{T(t) + 273^\circ} \right\} ; (2)$$

– коефіцієнт динамічної в'язкості

$$\mu_C(t) = \mu_0(1 + 1,5m_0) \left[1 + a \frac{p(t) - p_0}{p_0} \right] e^{-\lambda_T(T(t) - T_0)}; \quad (3)$$

– коефіцієнт кінематичної в'язкості

$$v_{tC}(t) = \frac{\mu_C(t)}{\rho_C(t)}. \quad (4)$$

У наведених вище формулах (1–4) позначено:

t – час;

k – показник політропи;

p_0 і $p(t)$ – початковий і робочий тиски рідини у гідроагрегаті відповідно;

A, B – параметри рідини, визначені з статті [8], у залежності від її температури і марки;

$m_0 = \frac{V_{r0}}{V_{c0}}$ – відношення фази нерозчиненого повітря V_{r0} , до повного обсягу суміші V_{c0} ;

ρ_{p0} і ρ_{r0} – густина рідини і повітряної складової при нормальних умовах відповідно;

α – температурний коефіцієнт об'ємного розширення рідини;

T_0 і $T(t)$ – початкова і змінна температура рідини в гідросистемі відповідно;

a, λ_T – коефіцієнти ($a = 0,003$; λ_T залежить від типу рідини та для масла гідроагрегатів знаходиться в межах 0,023...0,028 [9]).

Висновки. Розроблена нова конструкція пристрою для змішування рідини з повітрям, яка за рахунок встановлення ковпачка з отворами патрубку для підводу повітря в точці найбільшого розрідження всмоктуючого патрубку та вибору раціональних значень площ проточної частини і конусності конфузора α , дозволяє відмовитися від використання складного механічного пристрою для змішування рідини і повітря, зменшити гідравлічний опір проточної частини та підвищити ефективність змішування. Встановлення на патрубок підводу повітря клапана з електроуправлінням, та в патрубках підвода повітря та вихідному ротаметрів, оснащених датчиками витрати, сигнали від яких надходять до ПК і який керує

відкриттям/закриттям цього клапана, забезпечити точне відсоткове співвідношення рідини і повітря. Наведені аналітичні залежності для визначення параметрів двофазної рідини.

Література:

1. Евтушенко А. А. Исследование применения насосного оборудования различных конструктивных схем для перекачивания жидкостей с высоким газовым фактором / А. А. Евтушенко, Э.В. Колисниченко // Вісник СумДУ.– 2003. – № 13(59). – С. 161–164.– (Технічні науки).

2. Сапожніков С. В. Врахування газової складової середовища, що перекачується, при визначенні конструкції та робочої характеристики динамічного насоса: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.17 / С. В. Сапожніков. – Суми, 2002. – 206 с.

3. Патент 2503488 РФ, МКИ⁵ В01F3/04. Способ и устройство для газации жидкости / В. Брюннер, Д. Транненберг. – № u201014058/05; заявл. 20.02.09; опубл. 10.01.14. Бюл. № 8.

4. Патент 2193915 РФ, МКИ⁵ В01F3/04. Способ смешивания жидкости и газа /С. В. Королев, М. И. Пешков, В. Ф. Маликов. – № u2001107/12; заявл. 21.03. 01; опубл. 10.12.02. Бюл. № 1.

5. Патент 2206377 РФ, МКИ⁵ В01F3/04. Устройство для аэрации жидкостей (варианты) / В. Н. Зайцев, М. Д. Акульшин, Р. А. Соловьев. – № u2001129822/12; заявл. 08.11.2001; опубл. 20.06.2003, Бюл. № 18.

6. Патент 116234 Україна, МКИ⁵ В01F3/04. Пристрій для змішування рідини з повітрям/ А. Ю. Лебедєв, П. М. Андренко, К. О. Кулініч, В. В. Ендеко. – № u201612372; заявл. 05.12.2016; опубл. 10.05.2017, Бюл. №9.

7. Андренко П.М. Лабіринтно–гвинтові насоси: монографія / П.М. Андренко, А.Ю. Лебедєв.– Харків, 2017. – 156 с.

8. Экспериментальное исследование упругих свойств двухфазных рабочих жидкостей гидроприводов объемного типа / В.Н. Прокофьев [и др.] // Известие ВУЗов. Машиностроение. –1968. – №2. – С. 87–93.

9. Электрогидравлические следящие системы / В.А. Хохлов [и др.]; под ред. В.А. Хохлова. – М.: Машиностроение, 1971. – 431 с.

ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОЕ УСТРОЙСТВО ДЛЯ СМЕШИВАНИЯ ЖИДКОСТИ С ВОЗДУХОМ

Андренко П. Н., Клитной В. В., Кулинич, К. А., Эндекo В. В.

Аннотация – в статье описана конструкция устройства для смешивания жидкости с воздухом, у которого за счет размещения колпачка с отверстиями, патрубка для подвода воздуха, в точке наибольшего разрежения всасывающего патрубка и выбора рациональных значений площади проточной части и конусности конфузора, также отсутствия механического смесителя, обеспечивается малое гидравлическое сопротивление проточной части. Точное процентное соотношение жидкости и воздуха обеспечивается клапаном, с электроуправлением, установленным на патрубке подвода воздуха и ротаметрами с датчиками расхода, сигналы от которых подаются на ПК.

ENERGYEFFECTIVE DEVICE FOR MIXING OF LIQUID WITH GAS

P. Andrenko, V. Klitnoij, K. Kulinich, V. Endeko

Summary

The article the construction of device is described for mixing of liquid with air at that due to placing of disperser with opening, union coupling for admission of air in the point of the greatest discharging of the suction union coupling and choice of rational values of area of running part and tapers of contractor, also absence of mechanical mixer, small hydraulic resistance of running part is provided. Exact percent correlation of liquid and air is provided by a valve, with the electro-management set on the union coupling of air admission and rotameters with the sensors of expense, signals from that are given on PC.

УДК 621.225.001.4

МОДЕЛЬ ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ МЕХАТРОННОЇ СИСТЕМИ

Панченко А. І., д.т.н.,

Волошина А. А., д.т.н.,

Панченко І. А., інженер

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42–04–42.

Волошин А. А., інженер

ВСП «Мелітопольський коледж ТДАТУ»

Анотація – робота присвячена дослідженню динамічних характеристик мехатронних систем з гідравлічним приводом активних робочих органів самохідної техніки. Запропоновані модель і розрахункова схема дозволяють описати процеси, що відбуваються в елементах гідравлічного приводу мехатронної системи. Елементи гідравлічного приводу: насос, гідромотор, запобіжний клапан і робоча рідина розглянуті у взаємозв'язку, як єдине ціле. Модель враховує особливості функціонування і взаємний вплив всіх елементів гідравлічного приводу мехатронної системи, а також особливості робочої рідини і може бути застосована до будь-яких гідромашин і агрегатів об'ємного дії. Дослідження динаміки зміни функціональних параметрів даної мехатронної системи здійснювалося при моделюванні перехідного процесу в момент розгону гідравлічного приводу який складається з шестеренного насоса, планетарного гідромотора і запобіжного клапана прямої дії. Моделювання проводилося для гідроприводів мехатронних систем різних типів обумовлених величиною навантаження в діапазоні 365...1430 Н·м, що відповідає робочим обсягами планетарного гідромотора – 160...630 см³. Встановлено, що при розгоні гідроприводу коливання навантаження і пульсація робочої рідини (умови експлуатації) не роблять практичного впливу на зміну вихідних характеристик мехатронної системи в цілому. При сталому режимі роботи зміни умов експлуатації спостерігаються пульсації, викликані нерівномірністю подачі насоса і коливаннями навантаження. Також встановлено, що динамічні характеристики гідроприводу мехатронної системи поліпшуються зі збільшенням робочого об'єму гідромотора.

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

DOI: 10.31388/2078-0877-18-2-58-82

Ключові слова – мехатронна система, гідравлічний привод, математична модель, функціональні параметри, динамічні характеристики.

Постановка проблеми – Безперервно зростаючі масштаби виробництва самохідної техніки роблять особливо актуальним питання розробки нових і вдосконалення існуючих конструкцій мехатронних систем з гідравлічним приводом активних робочих органів та ходових систем. Ефективність роботи гідравлічного приводу мехатронних систем залежить від режимів роботи пов'язаних з плином робочої рідини по трубопроводах та каналах гідравлічних пристроїв [1–5], а також від їх конструктивного виконання [6]. Плин робочої рідини, в свою чергу, характеризується гідромеханічними та динамічними явищами, які супроводжуються виникненням коливань тиску і витрат, а також впливом потоку робочої рідини на елементи гідравлічного приводу мехатронної системи [5].

Функціональні параметри гідравлічного приводу мехатронної системи в більшій мірі визначаються динамічними характеристиками, пов'язаними з часом регулювання перехідних процесів, частотою та амплітудою коливань і т.п. Для дослідження динамічних характеристик мехатронних систем необхідно розробити математичні моделі робочих процесів, що відбуваються в гідравлічних приводах цих систем, які б враховували особливості функціонування та взаємний вплив всіх гідравлічних елементів, а також особливості робочої рідини.

Таким чином, поліпшення динамічних характеристик мехатронних систем з гідравлічним приводом активних робочих органів та ходових систем є важливою науковою проблемою.

Аналіз останніх досліджень – Сучасні вимоги до підвищення ефективності використання складних мехатронних систем, що застосовуються в самохідних машинах вимагають застосування нових методів проектування в процесі їх розробки [7–9]. Гідравлічний привід з хорошими динамічними характеристиками дозволяє поліпшити можливості оцінки та оптимізації динамічних характеристик всієї мехатронної системи на ранніх етапах проектування. Аналіз досліджень показав [10], що на сьогоднішній день мало зосередитися виключно на оптимізації підсистем, а необхідно прагнути до оптимізації всієї мехатронної системи в цілому. У роботах [11, 12] розглянуті методи оптимального проектування складних мехатронних систем. Однак, нічого не сказано про побудову фізичних і математичних моделей процесів, що відбуваються в мехатронних системах.

Аналіз еволюційної тенденції моделей, що використовуються

при проектуванні та розробці мехатронних продуктів (роботів), свідчить про необхідність інтеграції проектних характеристик і вимог в різних областях техніки [13]. Велика увага приділяється питанням розробки динамічних моделей маніпуляторів [14–17]. Розроблено алгоритми управління вібрацією на основі динамічних моделей мехатронних систем [14]. Проведено чисельне моделювання для дослідження впливу спільних пружностей та збурень, а також параметрів структури і руху на зміну потоку потужності вібрації [15]. Досліджено вплив динамічних характеристик приводного двигуна на роботу маніпуляторів [16]. Представлена проблема моделювання динамічної мехатронної системи і, зокрема, моделювання промислового робота. Відображені етапи аналізу та основні математичні взаємозв'язки [17]. Обґрунтовано конструктивні особливості гідромашин, що застосовуються в гідравлічних приводах мехатронних систем [18, 19], запропоновано методику контролю точності їх виготовлення [20]. Однак, питання, пов'язані з дослідженням динамічних властивостей мехатронних систем приводів активних робочих органів та ходових систем самохідної техніки залишаються відкритими.

Розроблена математична модель напівавтоматичного блоку з підсилювачем на базі гідравлічного акумулятора [21], дозволяє досліджувати його статичні та динамічні характеристики. Запропоновано математичні моделі робочих процесів, що відбуваються в насосі [22, 23], а також в гідромоторі [24] приводу активних робочих органів самохідної техніки, але не розглянуті їх взаємозв'язки та взаємний вплив.

Запропоновано математичні моделі, що відображають вплив температури робочої рідини на момент тертя в шестеренних насосах з внутрішнім зачепленням [25]. Досліджено вплив режимів роботи насоса на характеристики потоку витоків, а також запропонована математична модель для розрахунку потоку витоків [26]. Обґрунтовано засоби розподілу робочої рідини [27] та досліджено вплив конструктивних особливостей розподільної системи на вихідні характеристики гідромашин [28]. Однак, не враховані особливості робочої рідини.

Розроблені математичні моделі робочих процесів, що відбуваються в запобіжних клапанах [29], дозволяють досліджувати статичні і динамічні властивості запобіжних клапанів. Але, нічого не говориться про використання цих клапанів в гідроприводах мехатронних систем.

Наведено розрахункову схему та математичну модель гідростатичної трансмісії [30] та гідроагрегату [31], що включає насос, клапан і гідромотор, які виконані єдиним гідравлічним блоком.

Робоча рідина не розглядається, як елемент гідравлічної схеми. Розроблена модель не призначена для дослідження вихідних характеристик кожного елемента гідравлічного блоку при експлуатації гідростатичної трансмісії.

Аналіз літературних джерел показав, що дослідження проводилися конкретно для якогось окремого елемента гідравлічного приводу мехатронної системи. При розробці математичних моделей не враховувалися особливості функціонування та взаємний вплив всіх елементів гідравлічної системи, а також особливості робочої рідини. Так само гідравлічні елементи і робоча рідина не розглядалися як єдине ціле. Не досліджувався взаємний вплив всіх гідравлічних елементів та робочої рідини на динамічні характеристики мехатронної системи гідравлічного приводу активних робочих органів та ходових систем самохідної техніки.

Таким чином, дослідження динамічних характеристик мехатронної системи приводів активних робочих органів та ходових систем самохідної техніки на базі математичної моделі, що включає елементи гідравлічного приводу та робочу рідину, є актуальним напрямком.

Мета дослідження – Поліпшення динамічних характеристик гідравлічного приводу мехатронної системи шляхом дослідження динаміки зміни функціональних параметрів на базі розробленої моделі, яка враховує особливості експлуатації та взаємний вплив всіх елементів мехатронної системи, а також особливості робочої рідини.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі: розробити математичну модель і розрахункову схему, що дозволять досліджувати динаміку зміни функціональних параметрів гідравлічного приводу мехатронної системи; використовуючи розроблені модель та розрахункову схему дослідити динаміку зміни функціональних параметрів гідравлічного приводу мехатронної системи самохідної техніки.

Основна частина – При побудові математичних моделей, як правило, використовуються такі припущення [30, 31]: відсутність витоків робочої рідини; сухе тертя дорівнює нулю; хвильові процеси в трубопроводах відсутні; температура робочої рідини постійна (тобто постійними вважаються коефіцієнти кінематичної в'язкості та сили тертя); втрати на тертя не враховуються; тиск в зливній, всмоктувальній та дренажній магістралях дорівнює нулю; робочі кромки вважаються гострими; з'єднані канали великі по перерізу та короткі по довжині; модуль пружності робочої рідини постійний.

Для дослідження динаміки зміни функціональних параметрів гідравлічного приводу мехатронної системи самохідної техніки розглянуті математичні моделі робочих процесів, що відбуваються в

насосі [22, 23], гідромоторі [24] та запобіжному клапані [29]. Ці моделі складені на основі рівнянь нерозривності, переміщення рухомих частин елементів гідравлічного приводу мехатронних систем та рівнянь витрати через гідравлічну апаратуру [3, 4].

На рис. 1 представлена розрахункова схема гідравлічного приводу мехатронної системи [4, 30], яка являє собою сукупність, з'єднаних між собою, гідравлічних пристроїв: насос, гідромотор та запобіжний клапан. Всі елементи гідравлічного приводу мехатронної системи пов'язані між собою формами взаємодії і взаємозалежності за допомогою робочої рідини та утворюють єдине ціле.

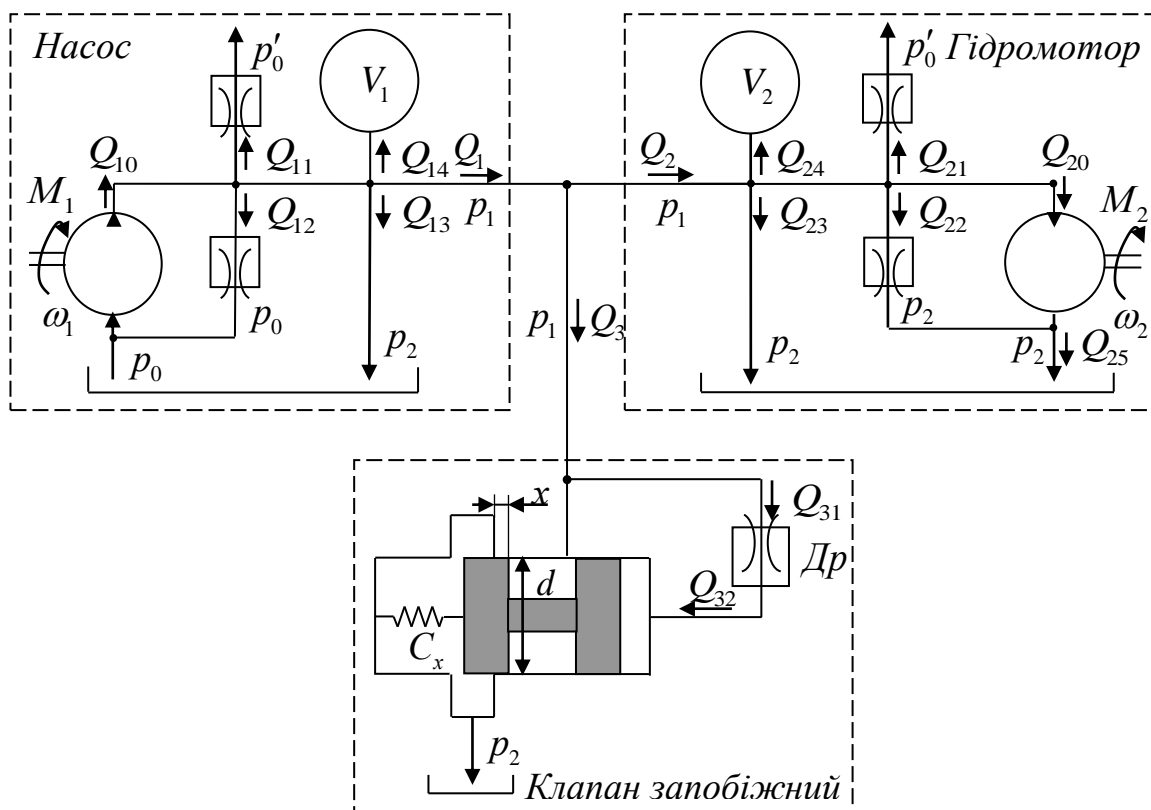


Рис. 1. Розрахункова схема моделі гідравлічного приводу мехатронної системи

Відмінною особливістю запропонованої моделі робочих процесів, що відбуваються в гідравлічному приводі мехатронної системи, є розгляд всіх елементів, що входять в гідравлічну систему та робочої рідини, як єдиного цілого. Запропонована модель дозволяє досліджувати динамічні характеристики гідравлічного приводу мехатронної системи з використанням різних гідромашин об'ємного дії. Математичний опис робочих процесів насоса, запобіжного клапана, гідромотора і робочої рідини на основі рівнянь витрат, руху рухомих елементів та нерозривності більш детально представлені в роботах [4, 22–24].

Модель робочих процесів, що відбуваються в гідравлічному приводі мехатронної системи, який включає насос, гідромотор та запобіжний клапан можна представити системою рівнянь:

$$Q_2(t) = Q_1(t) - Q_3(t), \quad (1)$$

$$\begin{aligned} Q_{20}(t) + Q_{21}(t) + Q_{22}(t) + Q_{23}(t) + Q_{24}(t) = \\ = Q_{10}(t) - Q_{11}(t) - Q_{12}(t) - Q_{13}(t) - Q_{14}(t) - Q_3(t), \end{aligned} \quad (2)$$

$$Q_3(t) = \mu \cdot \pi \cdot d \cdot x(t) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} [p_1(t) - p_2]}, \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \frac{V_2}{2\pi} \cdot \omega_2(t) + C_{21} \cdot p_1(t) + C_{22} \cdot [p_1(t) - p_2(t)] + \\ + C_2 \cdot \frac{\omega_2(t)}{E} \cdot [p_1(t) - p_2] + \frac{(V_2 + V_{20})}{2 \cdot E} \frac{dp_1(t)}{dt} = \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} = \frac{V_1}{2\pi} \cdot \omega_1(t) \cdot e - C_{11} \cdot [p_1(t) - p'_0] - C_{12} \cdot [p_1(t) - p_0] - \\ - C_1 \cdot \frac{\omega_1(t)}{E} \cdot [p_1(t) - p_2] - \frac{(V_1 + V_{10})}{2 \cdot E} \frac{dp_1(t)}{dt} - Q_3(t), \\ \frac{dp_1(t)}{dt} = \frac{E}{(V_{11} + V_{21} + V_3)} \cdot \left\{ \frac{V_1}{2\pi} \cdot \omega_1(t) \cdot e - \frac{V_2}{2\pi} \cdot \omega_2(t) - C_{11} \cdot [p_1(t) - p'_0] - \right. \\ \left. - C_{12} \cdot [p_1(t) - p_0] - C_{21} \cdot p_1(t) - C_{22} \cdot [p_1(t) - p_2] - \frac{1}{E} \cdot [C_1 \cdot \omega_1(t) + \right. \\ \left. + C_2 \cdot \omega_2(t)] \cdot [p_1(t) - p_2] - \mu \cdot \pi \cdot d \cdot x(t) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} [p_1(t) - p_2]} - S \frac{dx}{dt} \right\}, \end{aligned} \quad (5)$$

$$M_2 = M_j + M_c, \quad (6)$$

$$M_2 = \frac{V_2}{2\pi} \cdot \eta_m \cdot [p_1(t) - p_2], \quad M_j = J \cdot \frac{d\omega_2(t)}{dt}, \quad (7)$$

$$\frac{d\omega_2(t)}{dt} = \frac{1}{J} \cdot \left[\frac{V_2}{2\pi} \cdot \eta_m \cdot [p_1(t) - p_2] - M_c \right], \quad (8)$$

$$\begin{aligned} Q_{25}(t) = Q_1(t) - C_{21} \cdot p_1(t) - C_{22} \cdot [p_1(t) - p_2(t)] - \\ - C_2 \cdot \frac{\omega_2(t)}{E} \cdot [p_1(t) - p_2] - \frac{V_2}{2 \cdot E} \frac{dp_1(t)}{dt}, \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} E_{\text{жс}} = K(p_1 + 1) \cdot (Ap_1 + B) \times \\ \times \frac{(1 - m_0) \cdot \sqrt[A]{\frac{Ap_0 + B}{Ap_1 + B}} + m_0 \cdot \sqrt[K]{\frac{p_0 + 1}{p_1 + 1}}}{K(p_1 + 1) \cdot (1 - m_0) \cdot \sqrt[A]{\frac{Ap_0 + B}{Ap_1 + B}} + m_0 (Ap_1 + B) \cdot \sqrt[K]{\frac{p_0 + 1}{p_1 + 1}}}, \end{aligned} \quad (10)$$

де Q_1 – кількість робочої рідини, що надходить від насоса до гідромотора; Q_{10} – геометрична подача насоса; Q_{11} – витрата витоків (в дренажну магістраль) насоса; Q_{12} – витрата перетоків (у всмоктувальну магістраль) насоса; Q_{13} – витрата насоса, викликана компресією робочої рідини; Q_{14} – деформаційна витрата насоса; Q_2 – кількість робочої рідини, що підводиться до гідромотора; Q_{20} – геометрична витрата гідромотора; Q_{21} – витрата витоків робочої рідини (в корпус) гідромотора; Q_{22} – витрата перетоків робочої рідини в гідромоторі; Q_{23} – витрата гідромотора, викликана компресією робочої рідини; Q_{24} – деформаційний витрата гідромотора; Q_{25} – кількість робочої рідини, що надходить на злив з гідромотора; Q_3 – витрата через запобіжний клапан; Q_{31} – витрата через демпфуючий дросель; Q_{32} – витрата, необхідна для управління клапаном; C_1 – коефіцієнт пропорційності в насосі; C_{11} , C_{12} – коефіцієнти витоків і перетоків в насосі; C_2 – коефіцієнт пропорційності в гідромоторі; C_{21} , C_{22} – коефіцієнти витоків і перетоків в гідромоторі; V_1 – робочий об'єм насоса; V_{10} – мертвий об'єм насоса; V_{11} – об'єм робочої рідини в нагнітальній порожнині насоса; V_2 – робочий об'єм гідромотора; V_{20} – мертвий об'єм гідромотора; V_{21} – об'єм робочої рідини в нагнітальній порожнині гідромотора; p_0 – тиск у всмоктувальній магістралі, на вході в насос; p_1 – тиск робочої рідини в нагнітальній магістралі гідравлічного приводу мехатронної системи (чисельно дорівнює тиску на виході з насоса та тиску на вході в гідромотор); p_2 – тиск в зливній магістралі гідравлічного приводу мехатронної системи; p'_0 – тиск в дренажній магістралі гідравлічного приводу мехатронної системи; J – момент інерції обертових мас; M_c – момент опору; M_j – момент інерції; M_1 – крутний момент на валу насоса; M_2 – крутний момент на валу гідромотора; ω_1 – кутова швидкість вала насоса; ω_2 – кутова швидкість вала гідромотора; η_m – механічний ККД гідромотора; ρ – щільність робочої рідини; μ – коефіцієнт витрати; μ' – коефіцієнт динамічної в'язкості робочої рідини; E – об'ємний модуль пружності двофазної робочої рідини; d – діаметр плунжера; $x(t)$ – переміщення плунжера від його закритого положення; S – ефективна площа плунжера; K – показник політропи; A і B – параметри робочої рідини, що залежать від типу масла та робочої температури системи; m_0 – зміст нерозчиненого повітря в робочій рідині у відносних одиницях.

Модель робочих процесів, що відбуваються в гідравлічному приводі мехатронної системи описує динамічні та статичні процеси, що відбуваються в його елементах. Насос, гідромотор, запобіжний клапан та робоча рідина розглянуті у взаємозв'язку, як єдине ціле. Причому, дана модель враховує особливості експлуатації та взаємний вплив всіх елементів гідравлічного приводу, а також особливості робочої рідини та може бути використана для будь-яких гідромашин

об'ємного дії.

Математична модель робочих процесів, що відбуваються в гідравлічному приводі мехатронної системи, досліджено за допомогою пакета візуального моделювання VisSim, що дозволяє інтегрувати систему нелінійних диференціальних рівнянь в будь-який момент часу при різних умовах експлуатації гідроприводу мехатронної системи. Тому, цей пакет був використаний для визначення зміни функціональних параметрів гідравлічного приводу з урахуванням взаємодії насоса, гідромотора, запобіжного клапана та робочої рідини.

Для моделювання зміни функціональних параметрів гідравлічного приводу мехатронної системи приймаємо наступні початкові умови [4, 31]:

– *насос*: шестеренний нерегульований, геометрична подача постійна та дорівнює $Q_{10} = 100$ л/хв; кутова швидкість вала насоса дорівнює $\omega_1 = 125$ с⁻¹; параметр регулювання дорівнює $e = 1$; коефіцієнт пропорційності дорівнює $C_1 = 8,5$; коефіцієнти витоків і перетоків складають $C_{11} = 1,5$ і $C_{12} = 3,5$, відповідно;

– *гідромотор*: планетарний типу PRG-22, робочий об'єм дорівнює $V_2 = 160, 250, 400, 630$ см³; момент опору постійний та дорівнює $M_c = 365, 560, 900, 1430$ Н·м; момент інерції обертових мас дорівнює $J = 3,6$; об'ємний ККД дорівнює $\eta_v = 0,95$, а механічний ККД – $\eta_m = 0,9$; тиск на виході дорівнює $p_2 = 0$; коефіцієнт пропорційності в дорівнює $C_2 = 1$; коефіцієнти витоків і перетоків складають $C_{21} = 1,5$ і $C_{22} = 12,99$, відповідно;

– *клапан*: запобіжний, жорсткість пружини дорівнює $C = 200$ кг/см; величина попереднього стискання пружини $x_0 = 0,125$ см; позитивне перекриття щілини становить $X_z = 0,53$ см;

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

– *гідропривод мехатронної системи*: потужність постійна і дорівнює 22 кВт.

На рис. 2 представлена структурно-функціональна схема моделі гідравлічного приводу мехатронної системи:

– *блоком А* задані вихідні параметри насоса, гідромотора, клапана та робочої рідини;

– *блок В* описує зміну кількості робочої рідини, яка підводиться до гідромотора та проходить через нього, та визначається рівняннями (1) і (9);

– *блок С* описує зміну тиску в нагнітальній магістралі гідравлічного приводу, який визначається з рівняння 5;

– блок *D* описує зміну крутного моменту, який визначається з рівняння (7);

– блок *F* описує зміну кутової швидкості (частоти обертання) вала гідромотора, яка визначається з рівняння (8).

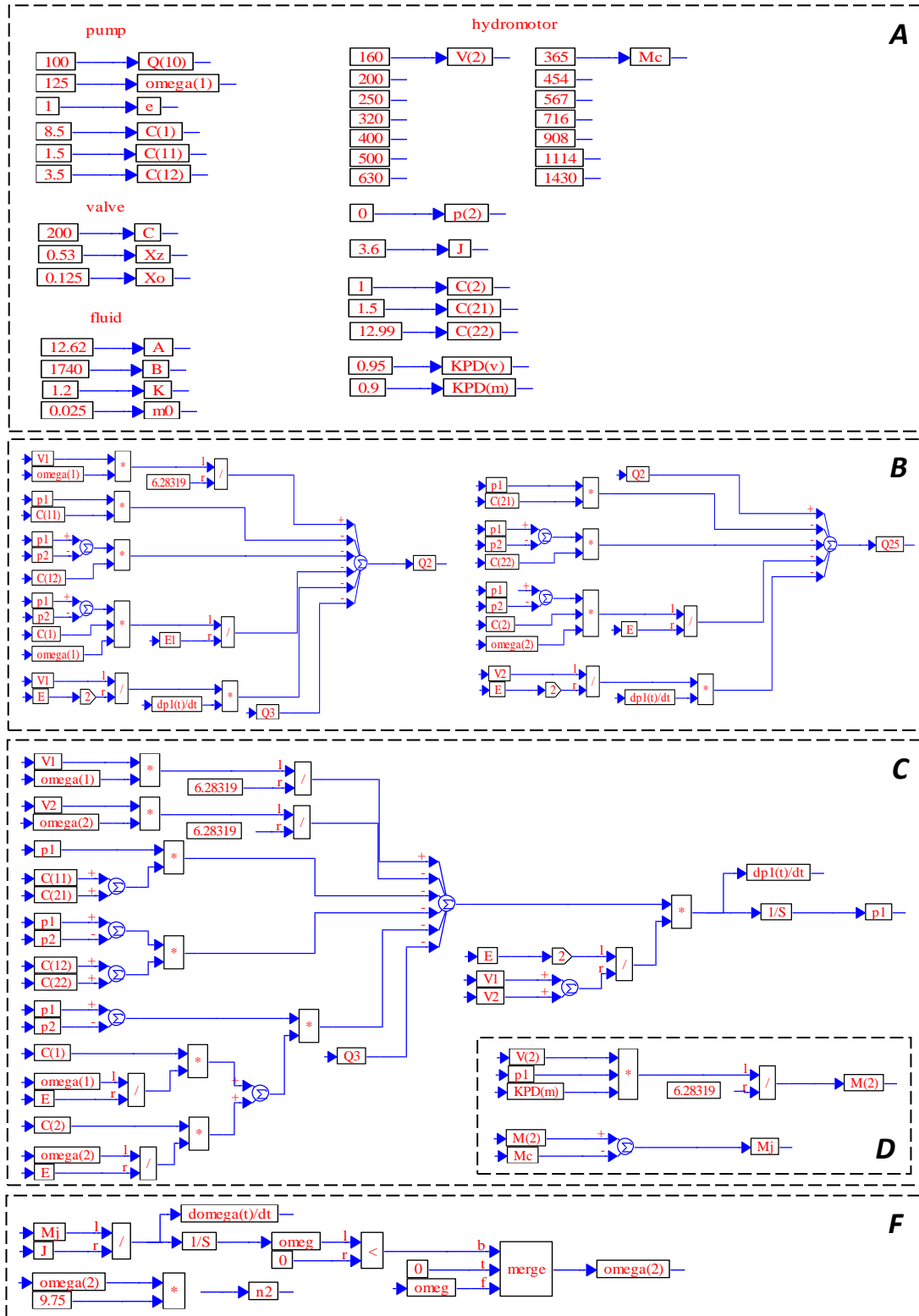


Рис. 2. Структурно–функціональна схема моделі гідравлічного приводу мехатронної системи

Моделювання роботи гідравлічного приводу мехатронної системи проводилося на прикладі планетарних гідромоторів з робочими об'ємами 160, 250, 400, 630 см³. Моделювання проводилося, без урахування впливу експлуатаційних умов при постійній подачі насоса 100 л/хв (для кожного з гідромоторів) та постійному моменті опору 365, 560, 900, 1430 Н·м, відповідно.

Результати моделювання динаміки зміни функціональних параметрів гідроприводу мехатронної системи без урахування експлуатаційних умов представлені відповідними залежностями (рис. 3–6). Отримані криві визначають динаміку зміни тиску в нагнітальній магістралі гідроприводу p_1 , крутного моменту на валу гідромотора M_2 , частоти обертання валу гідромотора n_2 , а також витрати робочої рідини через запобіжний клапан Q_3 і гідромотор Q_2 при значеннях робочого об'єму гідромотора 160 см³ (рис. 3), 250 см³ (рис. 4), 400 см³ (рис. 5) та 630 см³ (рис. 6).

Аналіз динаміки зміни функціональних параметрів гідравлічного приводу мехатронної системи з гідромотором робочим об'ємом $V_2 = 160$ см³ показує (рис. 3), що:

– при пуску гідроприводу мехатронної системи ($t = 0 \dots 0,02$ с) тиск в нагнітальній магістралі різко зростає (рис. 3, а), а його пік складає $p_1 = 84$ МПа, який в 5,2 рази перевищує номінальне значення тиску $p_{ном} = 16$ МПа, що пояснюється інертністю спрацьовування запобіжного клапана. При подальшому розгоні тиск в нагнітальній магістралі гідроприводу мехатронної системи (при відкритому запобіжному клапані) становить $p_1 = 27$ МПа в період часу $t = 0,02 \dots 0,78$ с, і в період завершення розгону ($t = 0,78 \dots 0,9$ с) тиск плавно зменшується та досягає номінального значення 16 МПа ($t > 0,9$ с, запобіжний клапан закритий);

– характер зміни крутного моменту M_2 (рис. 3, б) на валу гідромотора повністю повторює характер зміни тиску в нагнітальній магістралі на всіх етапах роботи. При сталому режимі роботи гідроприводу мехатронної системи значення крутного моменту становить 365 Н·м;

– частота обертання валу гідромотора n_2 (рис. 3, в) при розгоні гідроприводу ($t = 0 \dots 0,78$ с) з відкритим запобіжним клапаном змінюється за лінійним законом, а в період завершення розгону ($t = 0,78 \dots 0,9$ с) – плавно досягає свого номінального значення і при $t > 0,9$ с спостерігається сталий режим роботи, при якому значення частоти обертання становить 600 хв⁻¹;

– запобіжний клапан спрацьовує в початковий момент ($t = 0 \dots 0,02$ с) і витрата робочої рідини через нього досягає максимального значення $Q_3 = 100$ л/хв. Потім в період часу $t = 0,02 \dots 0,78$ с відбувається плавне закриття клапана і при $t > 0,78$ с

клапан повністю закритий (рис. 3, г);

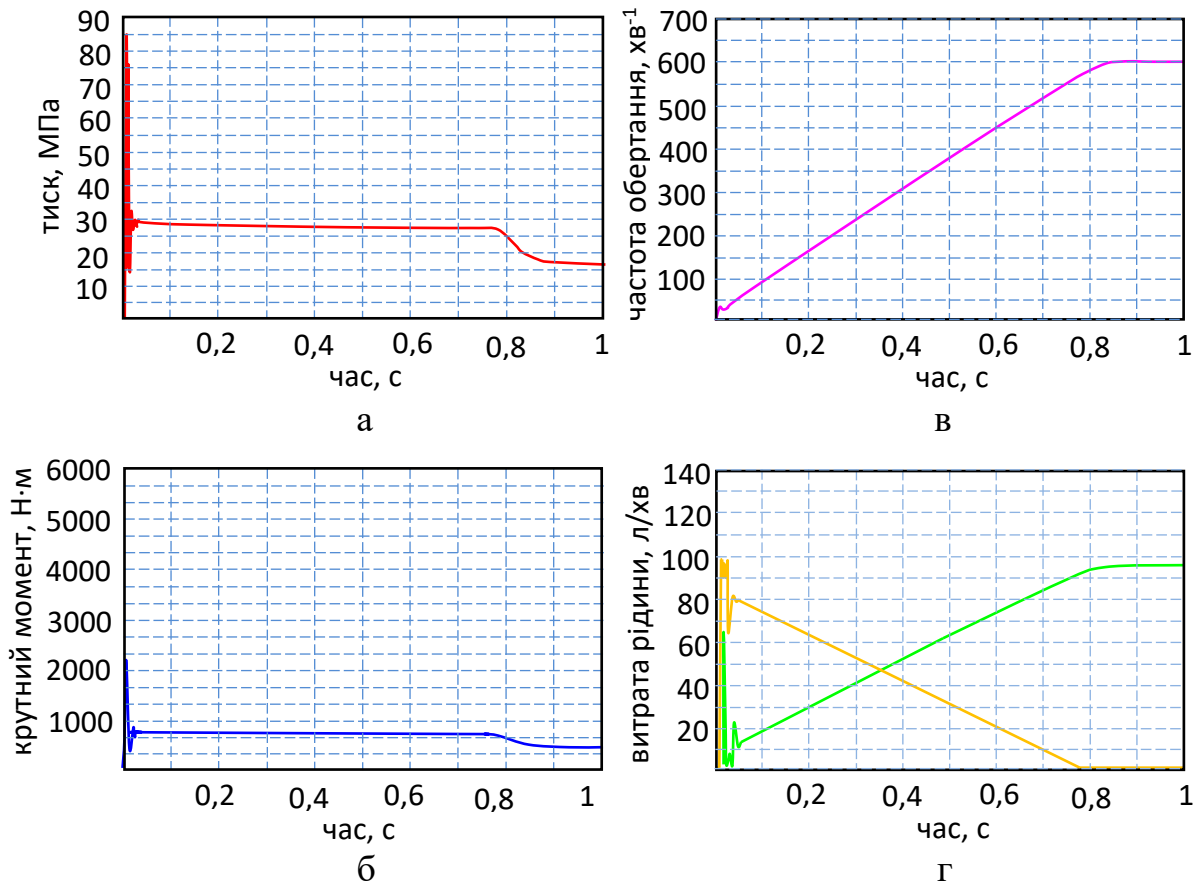


Рис. 3. Динаміка зміни функціональних параметрів гідравлічного приводу мехатронної системи з гідромотором робочим об'ємом 160см^3 : а – тиску; б – крутного моменту; в – частоти обертання; г – витрати робочої рідини через запобіжний клапан і гідромотор

– час заповнення об'єму гідромотора робочою рідиною становить $t = 0 \dots 0,78$ (рис. 3, г), що викликано відкриттям запобіжного клапана. Після закриття запобіжного клапана ($t = 0,78 \dots 0,9$ с) значення витрати плавно досягає номінального значення, і складає $Q_2 = 98$ л/хв.

Аналіз динаміки зміни функціональних параметрів гідравлічного приводу мехатронної системи з гідромотором робочим об'ємом $V_2 = 250 \text{ см}^3$ показує (рис. 4), що:

– при пуску гідроприводу мехатронної системи ($t = 0 \dots 0,02$ с) тиск в нагнітальній магістралі різко зростає (рис. 4, а), а його пік складає $p_1 = 87$ МПа, який в 5,4 рази перевищує номінальне значення тиску $p_{ном} = 16$ МПа, що пояснюється інертністю спрацьовування запобіжного клапана. При подальшому розгоні тиск в нагнітальній магістралі гідроприводу (при відкритому запобіжному клапані) становить $p_1 = 27$ МПа в період часу $t = 0,02 \dots 0,3$ с, і в період завершення розгону ($t = 0,3 \dots 0,35$ с) тиск плавно зменшується та

досягає номінального значення 16 МПа ($t > 0,35$ с, запобіжний клапан закритий);

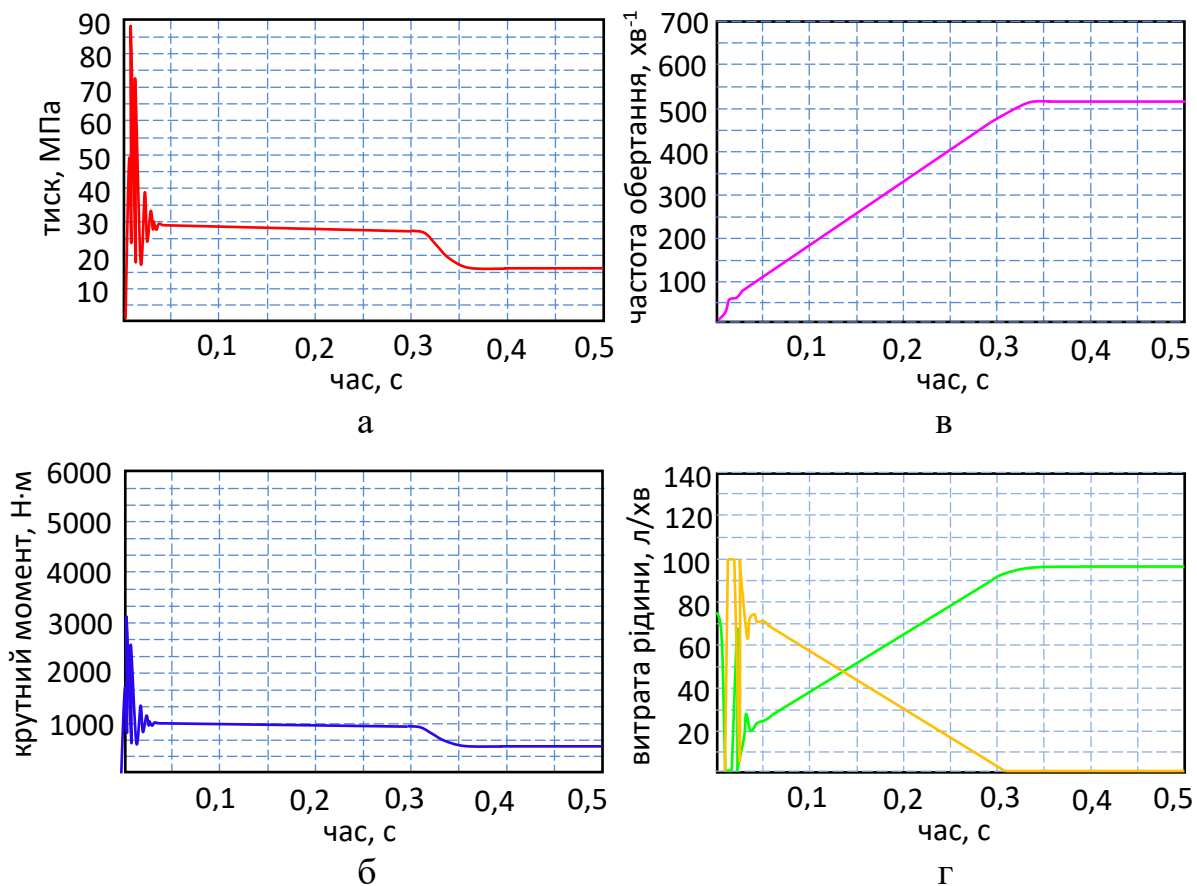


Рис. 4. Динаміка зміни функціональних параметрів гідравлічного приводу мехатронної системи з гідромотором робочим об'ємом 250см^3 : а – тиску; б – крутного моменту; в – частоти обертання; г – витрати робочої рідини через запобіжний клапан і гідромотор

– характер зміни крутного моменту M_2 (рис. 4, б) на валу гідромотора повністю повторює характер зміни тиску в нагнітальній магістралі на всіх етапах роботи. При сталому режимі роботи гідроприводу мехатронної системи значення крутного моменту на валу гідромотора становить $560\text{ Н}\cdot\text{м}$;

– частота обертання валу гідромотора n_2 (рис. 4, в) при розгоні гідроприводу ($t = 0 \dots 0,3$ с) з відкритим запобіжним клапаном змінюється за лінійним законом, а в період завершення розгону ($t = 0,3 \dots 0,35$ с) – плавно досягає свого номінального значення і при $t > 0,35$ с спостерігається сталий режим роботи, при якому значення частоти обертання становить 370 хв^{-1} ;

– запобіжний клапан спрацьовує в початковий момент ($t = 0 \dots 0,02$ с) і витрата робочої рідини через нього досягає максимального значення $Q_3 = 100\text{ л/хв}$. Потім в період часу $t = 0,02 \dots 0,3$ с відбувається плавне закриття клапана і при $t > 0,3$ с

клапан повністю закритий (рис. 4, г);

– час заповнення об'єму гідромотора робочою рідиною становить $t = 0...0,3$ (рис. 4, г), що викликано відкриттям запобіжного клапана. Після закриття запобіжного клапана ($t = 0,3...0,35$ с) значення витрати плавно досягає номінального значення, і складає $Q_2 = 98$ л/хв.

Аналіз динаміки зміни функціональних параметрів гідравлічного приводу мехатронної системи з гідромотором робочим об'ємом $V_2 = 400$ см³ показує (рис. 5), що:

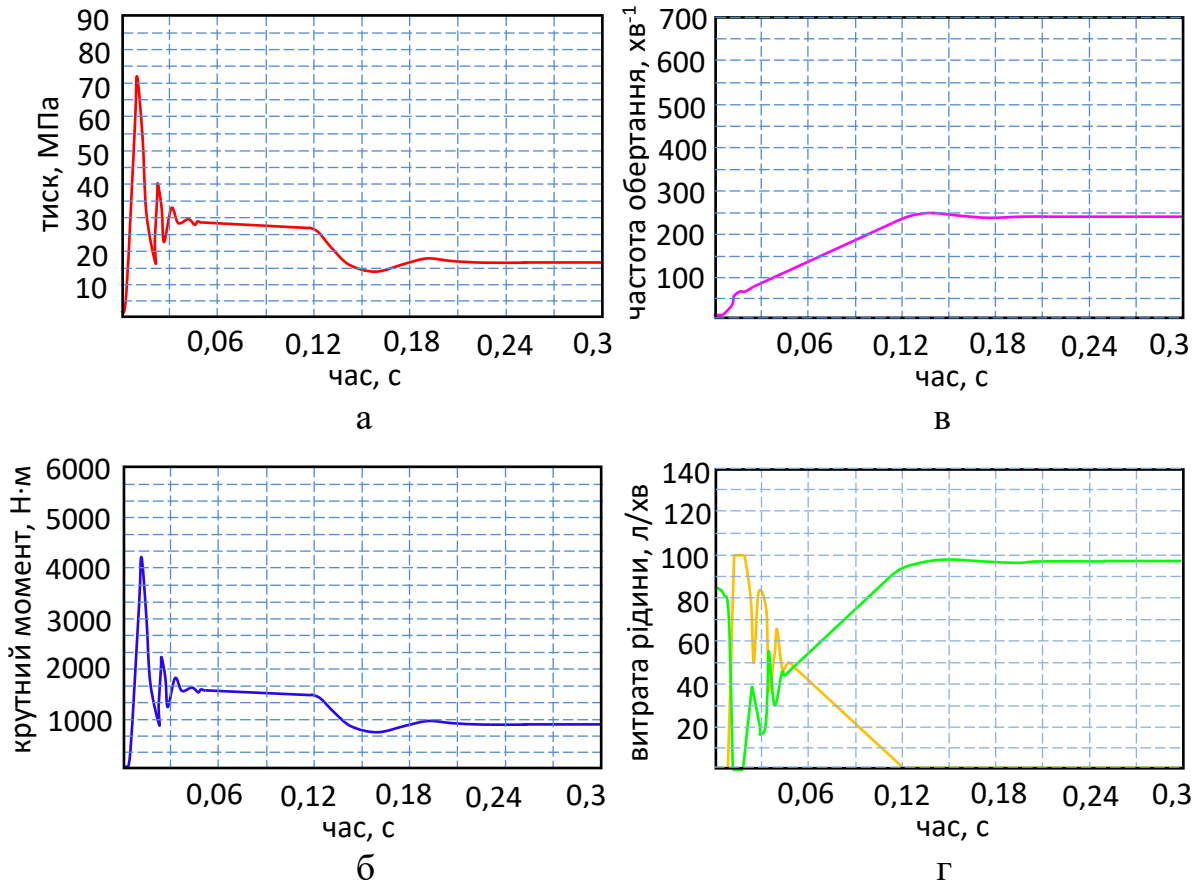


Рис. 5. Динаміка зміни функціональних параметрів гідравлічного приводу мехатронної системи з гідромотором робочим об'ємом 400см³: а – тиску; б – крутного моменту; в – частоти обертання; г – витрати робочої рідини через запобіжний клапан і гідромотор

– при пуску гідроприводу мехатронної системи ($t = 0...0,02$ с) тиск в нагнітальній магістралі різко зростає (рис. 5, а), а його пік складає $p_1 = 72$ МПа, який в 4,5 рази перевищує номінальне значення тиску $p_{ном} = 16$ МПа, що пояснюється інертністю спрацьовування запобіжного клапана. При подальшому розгоні тиск в нагнітальній магістралі гідроприводу (при відкритому запобіжному клапані) становить $p_1 = 27$ МПа в період часу $t = 0,02...0,12$ с, і в період завершення розгону ($t = 0,12...0,25$ с) тиск плавно зменшується і досягає номінального значення 16 МПа ($t > 0,25$ с, запобіжний клапан

закритий);

– характер зміни крутного моменту M_2 (рис. 5, б) на валу гідромотора повністю повторює характер зміни тиску в нагнітальній магістралі на всіх етапах роботи. При сталому режимі роботи гідроприводу мехатронної системи значення крутного моменту на валу гідромотора становить 900 Н·м;

– частота обертання валу гідромотора n_2 (рис. 5, в) при розгоні гідроприводу ($t = 0..0,12$ с) з відкритим запобіжним клапаном змінюється за лінійним законом, а в період завершення розгону ($t = 0,12..0,25$ с) – плавно досягає свого номінального значення і при $t > 0,25$ с спостерігається сталий режим роботи, при якому значення частоти обертання становить 240 хв^{-1} ;

– запобіжний клапан спрацьовує в початковий момент ($t = 0..0,02$ с) і витрата робочої рідини через нього досягає максимального значення $Q_3 = 100$ л/хв. Потім в період часу $t = 0,02..0,12$ с відбувається плавне закриття клапана і при $t > 0,12$ с клапан повністю закритий (рис. 5, г);

– час заповнення об'єму гідромотора робочою рідиною становить $t = 0..0,12$ (рис. 5, г), що викликано відкриттям запобіжного клапана. Після закриття запобіжного клапана ($t = 0,12..0,25$ с) значення витрати плавно досягає номінального значення $Q_2 = 98$ л/хв.

Аналіз динаміки зміни функціональних параметрів гідравлічного приводу мехатронної системи з гідромотором робочим об'ємом $V_2 = 630 \text{ см}^3$ показує (рис. 6), що:

– при пуску гідроприводу мехатронної системи ($t = 0..0,02$ с) тиск в нагнітальній магістралі різко зростає (рис. 6, а), а його пік складає $p_1 = 64$ МПа, який в 4 рази перевищує номінальне значення тиску $p_{ном} = 16$ МПа, що пояснюється інертністю спрацьовування запобіжного клапана. При подальшому розгоні тиск в нагнітальній магістралі гідроприводу (при відкритому запобіжному клапані) коливається від 25 до 30 МПа в період часу $t = 0,02..0,05$ с, і в період завершення розгону ($t = 0,05..0,2$ с) тиск плавно зменшується та досягає номінального значення 16 МПа ($t > 0,2$ с, запобіжний клапан закритий);

– характер зміни крутного моменту M_2 (рис. 6, б) на валу гідромотора повністю повторює характер зміни тиску в нагнітальній магістралі на всіх етапах роботи. При сталому режимі роботи значення крутного моменту становить 1430 Н·м;

– частота обертання валу гідромотора n_2 (рис. 6, в) при розгоні гідроприводу ($t = 0..0,05$ с) з відкритим запобіжним клапаном змінюється за лінійним законом, а в період завершення розгону ($t = 0,05..0,2$ с) – плавно досягає свого номінального значення і при $t > 0,2$ с спостерігається сталий режим роботи, при якому значення

частоти обертання становить 150 хв^{-1} ;

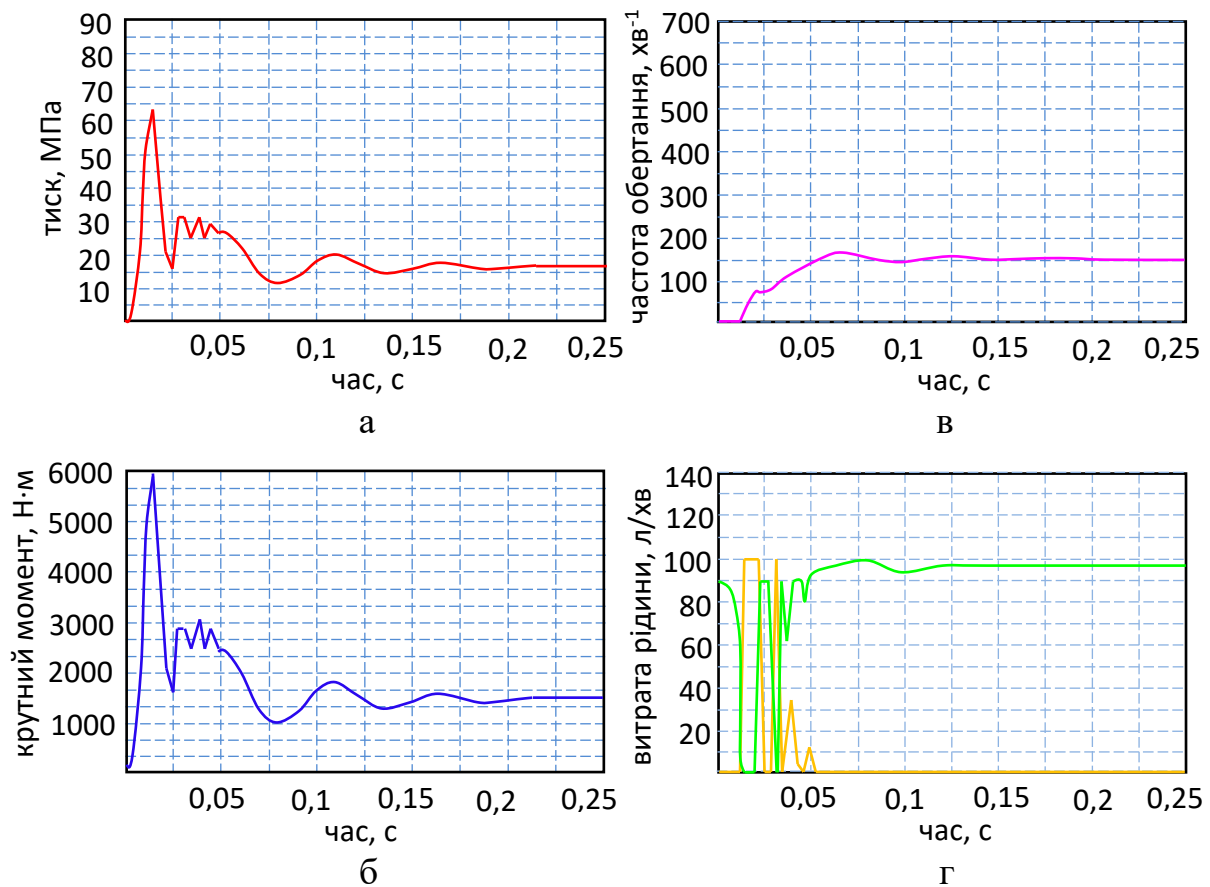


Рис. 6. Динаміка зміни функціональних параметрів гідравлічного приводу мехатронної системи з гідромотором робочим об'ємом 630 см^3 : а – тиску; б – крутного моменту; в – частоти обертання; г – витрати робочої рідини через запобіжний клапан і гідромотор

– запобіжний клапан спрацьовує в початковий момент ($t = 0 \dots 0,02$ с) і витрата робочої рідини через нього досягає максимального значення $Q_3 = 100$ л/хв. Потім в період часу $t = 0,02 \dots 0,05$ с відбувається плавне закриття клапана і при $t > 0,05$ с клапан повністю закритий (рис. 6, г);

– час заповнення об'єму гідромотора робочою рідиною становить $t = 0 \dots 0,05$ с (рис. 6, г), що викликано відкриттям запобіжного клапана. Після закриття запобіжного клапана ($t = 0,05 \dots 0,1$ с) значення витрати плавно досягає номінального значення, і складає $Q_2 = 98$ л/хв.

Аналіз динаміки зміни вихідних характеристик гідроприводу мехатронної системи показує, що тривалість перехідного процесу (розгону) визначається часом відкриття (роботи) запобіжного клапана, викликане сплесками тиску робочої рідини. Слід зазначити, що зі зменшенням робочого об'єму до 160 см^3 час перехідного процесу збільшується, а динамічні характеристики гідравлічного приводу

мехатронної системи погіршуються. Зі збільшенням робочого об'єму до 630 см^3 час перехідного процесу значно знижується, а динамічні характеристики гідравлічного приводу мехатронної системи поліпшуються.

Тому, моделюючи вплив зовнішніх збурюючих умов на роботу гідроприводу мехатронної системи подальші дослідження проводилися для гідравлічного приводу з робочими об'ємами гідромоторів – 160 см^3 та 630 см^3 . В процесі експлуатації мехатронної системи подача насоса і навантаження нерівномірні. Моделювання нерівномірності подачі насоса здійснювалося шляхом підсумовування полусинусоїд з тимчасовим зсувом [4, 31], тобто

$$Q_n(t) = Q_{\omega} \cdot \sin \omega t + Q_{\omega} \cdot \sin \omega(t - \tau), \quad (11)$$

де τ – часове зміщення, $\tau = 0,05 \text{ с}$, а моделювання зміни навантаження, виражалось через момент опору M_c , який змінюється за експоненціальним і синусоїдальним законам з затримкою $t = 0,05 \text{ с}$:

$$M_c = M_{c0} \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{T}}\right) + M_{\omega} \cdot \sin \omega t. \quad (12)$$

На рис. 7 представлена структурно–функціональна схема моделювання умов експлуатації гідравлічного приводу мехатронної системи:

- блок *A* описує нерівномірність подачі насоса, що задана виразом (11);
- блок *B* описує зміну навантаження, що задано виразом (12).

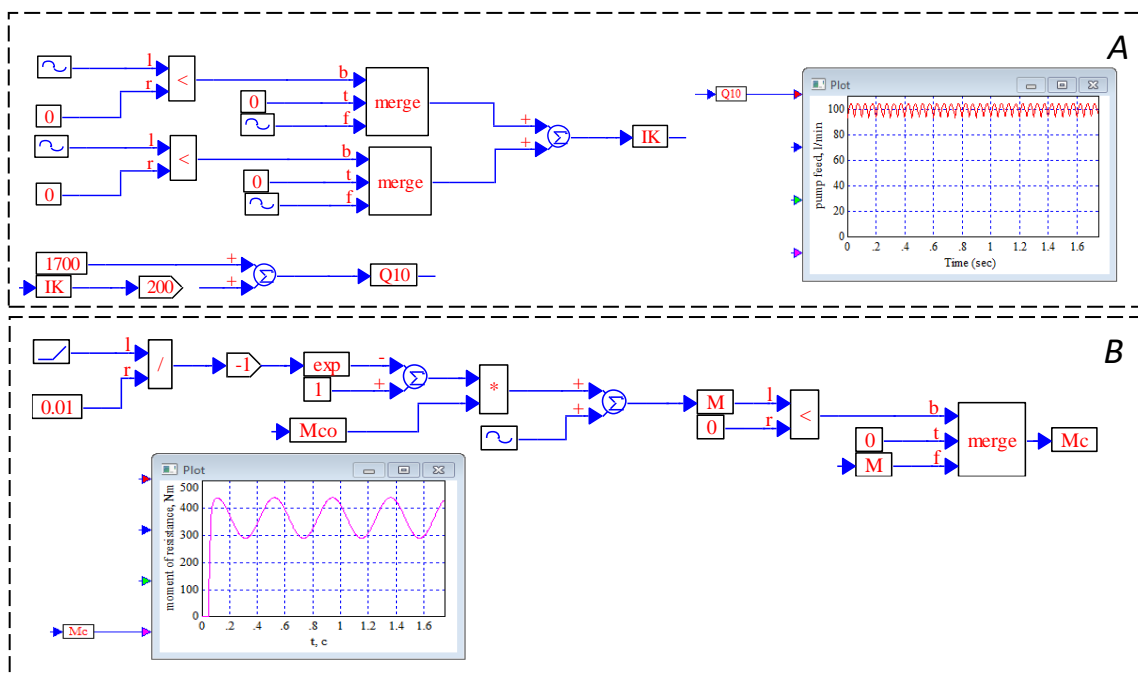


Рис. 7. Структурно–функціональна схема моделювання умов експлуатації гідравлічного приводу мехатронної системи

Динаміка зміни функціональних параметрів гідравлічного приводу мехатронної системи з урахуванням експлуатаційних умов (зміни подачі насоса і навантаження) представлена на рис. 8.

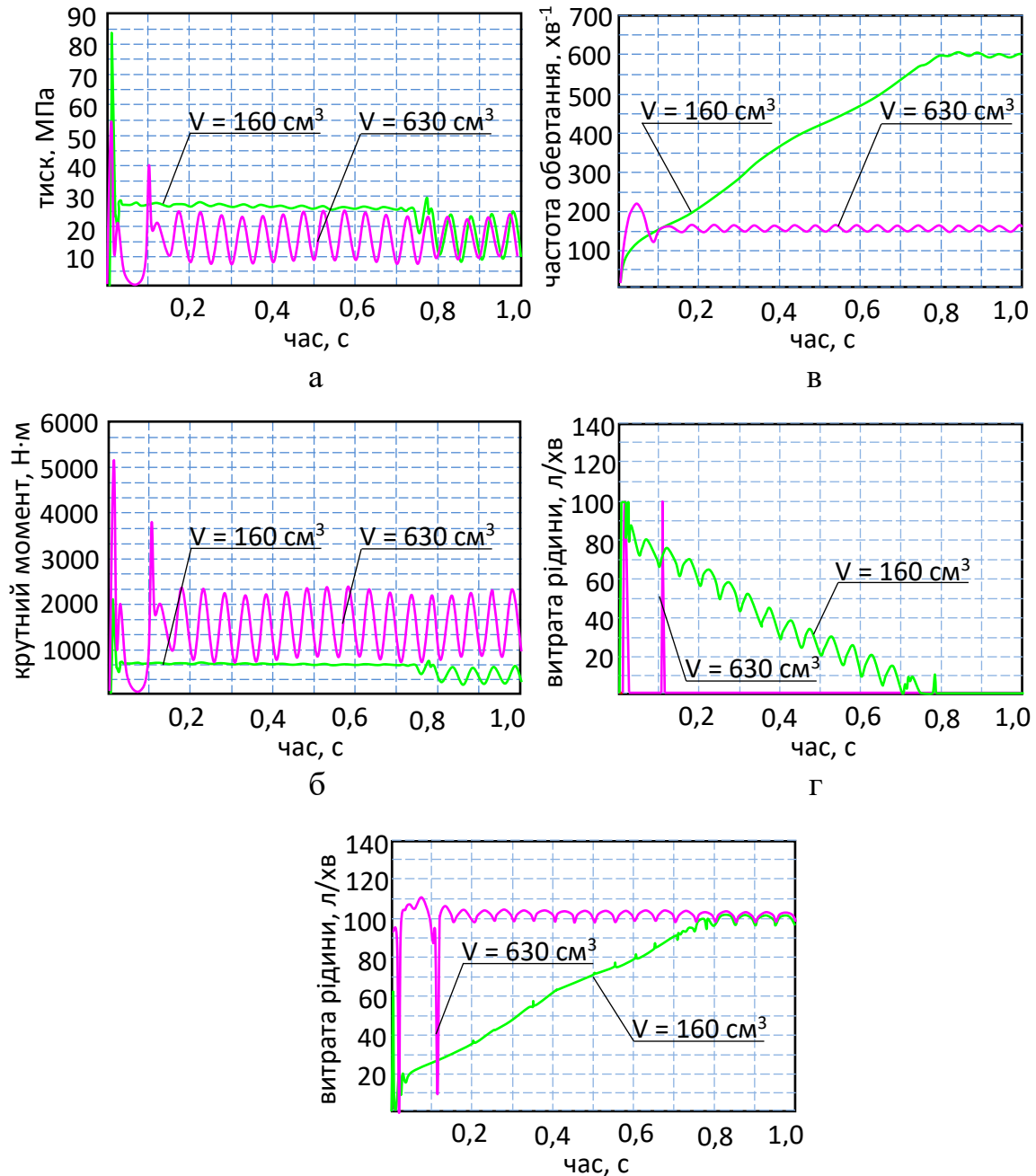


Рис. 8. Динаміка зміни функціональних параметрів гідравлічного приводу мехатронної системи з урахуванням експлуатаційних умов: а – тиску; б – крутного моменту; в – частоти обертання; г – витрати робочої рідини через запобіжний клапан; д – через гідромотор

При пуску гідроприводу мехатронної системи ($t = 0 \dots 0,02 \text{ s}$) через інертність спрацьовування запобіжного клапана спостерігається «закид» тиску p_1 в нагнітальній магістралі мехатронної системи

(рис. 8, а). Для гідравлічного приводу з гідромотором об'ємом 160 см³ пік тиску становить 88 МПа, а з гідромотором об'ємом 630 см³ – 57 МПа. Тобто, пік тиску для гідромотора об'ємом 150 см³ збільшився на 4,5% (рис. 3, а), а для гідромотора об'ємом 630 см³ – зменшився на 9,5% в порівнянні з ідеальними умовами моделювання (рис. 6, а).

При подальшому розгоні ($t = 0,02...0,78$ с) з відкритим запобіжним клапаном тиск в нагнітальній магістралі гідравлічного приводу мехатронної системи з гідромотором об'ємом 160 см³ практично не змінюється і становить близько 27 МПа з незначними коливаннями (рис. 8, а). Після закриття клапана ($t = 0,78$ с) тиск починає значно пульсувати (амплітуда коливань становить до 15 МПа) з частотою пульсацій, які дорівнюють заданій нерівномірності подачі насоса Q_{10} (рис. 7). При цьому середнє значення тиску змінює своє значення за синусоїдальним законом, що викликаний коливаннями моменту опору M_c (рис. 7). У гідравлічному приводі мехатронної системи з гідромотором об'ємом 630 см³ після закриття клапана ($t = 0,11$ с) тиск в нагнітальній магістралі значно пульсує (рис. 8, а) з амплітудою коливань до 15 МПа, як і з гідромотором об'ємом 150 см³.

Криві зміни крутного моменту M_2 (рис. 8, б), на валах гідромоторів з робочими об'ємами 160 см³ і 630 см³ повністю повторює характер зміни тиску в нагнітальній магістралі на всіх етапах роботи. Причому, для гідравлічного приводу з гідромотором об'ємом 160 см³ стале значення крутного моменту настає в період часу $t > 0,78$ с та характеризується синусоїдальною пульсуючою кривою з амплітудою коливань близько 300 Н·м. Для гідромотора об'ємом 630 см³ стале значення крутного моменту настає в період часу $t > 0,11$ с на валу та характеризується синусоїдальною пульсуючою кривою з амплітудою коливань близько 1000 Н·м. При цьому, середні значення крутного моменту на валах гідромоторів становлять близько 370 Н·м і 1450 Н·м, відповідно. Частота пульсацій крутного моменту обумовлена заданою нерівномірністю подачі насоса Q_{10} , а синусоїдальні коливання – коливаннями моменту опору M_c (рис. 7).

Динаміка зміни частоти обертання n_2 на валах гідромоторів (рис. 8, в) з робочими об'ємами 160 см³ і 630 см³ повторює характер зміни частоти обертання n_2 без урахування експлуатаційних умов (рис. 3, в та 6, в). Однак, сталий режим роботи характеризується коливаннями частоти обертання валу гідромотора об'ємом 160 см³ амплітудою до 30 хв⁻¹ і гідромотора об'ємом 630 см³ – до 50 хв⁻¹.

Аналіз динаміки зміни роботи запобіжного клапана показує (рис. 8, г), що в гідравлічному приводі мехатронної системи з гідромотором об'ємом 160 см³ запобіжний клапан спрацьовує в

початковий момент часу і при $t = 0 \dots 0,02$ с повністю відкритий. У цей момент витрата робочої рідини через клапан досягає максимального значення і дорівнює $Q_3 = 100$ л/хв. Далі ($t = 0,02 \dots 0,78$ с) витрата через запобіжний клапан, пульсуючи, знижується і при $t = 0,78$ с дорівнює 0. Характер зміни витрат через клапан, в гідравлічному приводі з гідромотором об'ємом 630 см^3 , представлений двома пікоподібними сплесками витрати до 100 л/хв і при $t = 0,11$ – клапан повністю закритий.

Динаміка зміни витрати робочої рідини Q_2 гідромоторів з урахуванням експлуатаційних умов (рис. 8, д) аналогічна зміні витрати робочої рідини в ідеальних умовах експлуатації (рис. 3, г та б, г). За винятком, того що сталий режим роботи ($t > 0,78$ для гідромотора об'ємом 160 см^3 і $t > 0,11$ для гідромотора об'ємом 630 см^3) характеризується незначними коливаннями витрати амплітудою до 5 л/хв.

Аналізуючи отримані залежності, які характеризують динаміку зміни функціональних параметрів гідравлічного приводу мехатронної системи, необхідно відзначити два несприятливих явища, що ускладнюють його нормальне функціонування. Перше явище – це «закид» тиску в початковий період розгону ($t = 0 \dots 0,02$ с), викликаний інерційними навантаженнями, друге – пульсації вихідних характеристик, викликані заданими експлуатаційними умовами (коливання подачі насоса і моменту опору) при сталому режимі роботи.

В результаті проведених досліджень запропонована математична модель, що описує робочі процеси, що відбуваються гідравлічному приводі мехатронної системи, яка дозволяє досліджувати динаміку зміни функціональних параметрів гідроприводу мехатронної системи, що включає в себе насос, гідромотор, запобіжний клапан і робочу рідину, в процесі експлуатації. Причому, в якості насоса і гідромотора можуть використовуватися будь-які гідравлічні машини об'ємної дії. Так само модель дозволяє використовувати запобіжний клапан, як прямої так і не прямої дії.

Динаміка зміни функціональних параметрів мехатронної системи досліджувалася на прикладі гідромоторів з робочими об'ємами 160 см^3 , 250 см^3 , 400 см^3 та 630 см^3 . Моделювання експлуатаційних умов здійснювалося шляхом моделювання нерівномірності подачі насоса і навантаження. Нерівномірність подачі насоса здійснювалося підсумовуванням полусинусоїд з тимчасовим зсувом, а коливання навантаження – експоненціальним і синусоїдальним законами з затримкою часу.

Аналіз динаміки зміни функціональних параметрів гідравлічного приводу мехатронної системи показав, що роботу гідроприводу можна розділити на чотири етапи, обумовлених часом роботи запобіжного клапана. Перший етап роботи гідравлічного приводу мехатронної системи ($t = 0 \dots 0,02$ с) характеризується розгоном гідроприводу і спрацьовуванням запобіжного клапана. Другий етап роботи ($t = 0,02 \dots 0,78$ с – для гідроприводу з гідромотором об'ємом 160 см^3 і $t = 0,02 \dots 0,05$ с – з гідромотором об'ємом 630 см^3) обумовлений закриттям запобіжного клапана. Третій етап роботи ($t = 0,78 \dots 0,9$ с – для гідромотора об'ємом 160 см^3 та $t = 0,05 \dots 0,3$ с – для гідромотора об'ємом 630 см^3) характеризує завершення розгону гідравлічного приводу мехатронної системи. Четвертий етап ($t > 0,9$ с для гідроприводу мехатронної системи з гідромотором об'ємом 160 см^3 та $t > 0,3$ с – з гідромотором об'ємом 630 см^3) характеризує сталий режим роботи.

Проведеними дослідженнями встановлено, що при пуску гідравлічного приводу мехатронної системи з моменту спрацьовування запобіжного клапана і до його закриття умови експлуатації не впливають на зміну функціональних параметрів мехатронної системи. Однак, при сталому режимі роботи спостерігаються пульсації, викликані заданими нерівномірністю подачі насоса та коливаннями навантаження. Також необхідно відзначити, що гідравлічний привод мехатронної системи з гідромоторами, які мають більший робочий об'єм, має кращі динамічні характеристики, ніж система з гідромоторами меншого об'єму.

В результаті виконаних досліджень виявлено негативні явища, що ускладнюють нормальне функціонування гідравлічного приводу мехатронної системи. До таких явищ можна віднести «закид» тиску в нагнітальній магістралі в початковій стадії розгону ($t = 0 \dots 0,02$ с), викликаний інерційними навантаженнями. Також негативно позначаються пульсації функціональних параметрів мехатронної системи при сталому режимі роботи, викликані експлуатаційними умовами – нерівномірністю подачі насоса та навантаження.

Висновки. Розроблено розрахункову схему та математичну модель гідравлічного приводу мехатронної системи, які складаються з насоса, гідромотора та запобіжного клапана, що дозволяє моделювати роботу системи з урахуванням особливостей взаємовпливу всіх її елементів та робочої рідини. Ця модель дозволяє досліджувати динаміку зміни функціональних параметрів мехатронної системи приводу активних робочих органів та ходових систем самохідної техніки з використанням різноманітних гідравлічних машин об'ємної дії.

Аналіз зміни функціональних параметрів гідравлічного приводу мехатронної системи показав, що зміни крутного моменту на валу гідромотора відповідають змінам тиску в нагнітальній магістралі. Ці зміни справедливі на всіх етапах перехідного процесу, що відбувається в гідроприводі мехатронної системи, які визначаються часом роботи запобіжного клапана. У момент пуску гідроприводу мехатронної системи тиск робочої рідини і крутний момент різко зростають, перевищуючи більш ніж в 4 рази свої номінальні значення. Динаміка зміни частоти обертання валу гідромотора та витрати робочої рідини носять практично лінійний характер.

Встановлено, що при розгоні гідроприводу мехатронної системи коливання навантаження і подачі робочої рідини (умови експлуатації) не роблять практичного впливу на зміну вихідних характеристик гідравлічного приводу мехатронної системи в цілому. При сталому режимі роботи при зміні умов експлуатації спостерігаються пульсації вихідних характеристик гідроприводу мехатронної системи, викликані нерівномірністю подачі насоса і коливаннями навантаження. Також встановлено, що динамічні характеристики гідроприводу мехатронної системи поліпшуються зі збільшенням робочого об'єму гідромотора.

Література:

1. Бирюков Б.Н. Роторно–поршневые гидравлические машины / *Б. Н. Бирюков*. – М.: Машиностроение, 1977. – 152 с.
2. Струтинський В. Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки / *В. Б. Струтинський*. – Житомир: ЖІТІ, 2001. – 612 с.
3. Аксиально–поршневой регулируемый гидропривод / *В. Н. Прокофьев* [и др.]. – М.: Машиностроение, 1969. – 312 с.
4. Панченко А. И. Планетарно–роторные гидромоторы. Расчет и проектирование: монография / *А.И. Панченко, А.А. Волошина* // Мелитополь: Люкс, 2016. – 236 с.
5. Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро– и пневмосистем: учебник / *Д. Н. Попов*. – М.: Машиностроение, 1987. – 464 с.
6. Панченко А. И. Оценка адекватности математической модели планетарного гидромотора в составе гидроагрегата / *А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. А. Панченко* // Промислова гідравліка і пневматика. – 2018. – № 1 (59). – С. 55–71.
7. Панченко А. І. Гідромашини для приводу активних робочих органів та ходових систем мобільної сільськогосподарської техніки / *А. І. Панченко* // Техніка АПК. – 2006. – С. 11–13.
8. Панченко А. И. Разработка планетарных гидромоторов для силовых гидроприводов мобильной техники / *А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. А. Панченко* // MOTROL. Commission of Motorization and

Energetics in Agriculture. – 2015. – Vol. 17, No 9. – P. 29–36.

9. Перспективи гідрофіксації мобільної сільськогосподарської техніки / А. І. Панченко, А. А. Волошина, О. Ю. Золотарьов, Д. С. Тимов // Промислова гідравліка і пневматика. – 2003. – №1. – С. 71–74.

10. Shetty, D., Manzione, L., & Ali, A. (2012). Survey of Mechatronic Techniques in Modern Machine Design. *Journal of Robotics*, 2012. doi: 10.1155/2012/932305.

11. Jiang, J., Ding, G., Zhang, J., Zou, Y., & Qin, S. (2018). A Systematic Optimization Design Method for Complex Mechatronic Products Design and Development. *Mathematical Problems in Engineering*, 2018. doi: 10.1155/2018/3159637.

12. Панченко А. И. Особенности моделирования рабочих процессов, происходящих в гидравлической системе насос–клапан–гидровращатель / А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. А. Панченко // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету [Електронний ресурс] / ТДАТУ. – Мелітополь, 2016. – Вип. 6, т. 1. – С. 63–79.

13. Mohammad, S., Keyghobadi, S., & Keyghobadi, A. (2014). An integrated model for mechatronic products in agile manufacturing system, *Decision Science Letters*, 3, 535–550. doi: 10.5267/j.dsl.2014.5.005.

14. Sheng, L., Li, W., Wang, Y., Fan, M., & Yang, X. (2017). Dynamic Model and Vibration Characteristics of Planar 3–RRR Parallel Manipulator with Flexible Intermediate Links considering Exact Boundary Conditions. *Shock and Vibration*, 2017. doi: 10.1155/2017/1582547.

15. Liu, Y., Li, W., Wang, Y., Yang, X., & Ju, J. (2015). Dynamic Model and Vibration Power Flow of a Rigid–Flexible Coupling and Harmonic–Disturbance Exciting System for Flexible Robotic Manipulator with Elastic Joints. *Shock and Vibration*, 2015. doi: 10.1155/2015/541057.

16. Liu, Y. F., Li, W., Yang, X. F., Wang, Y. Q., Fan, M. B., & Ye, G. (2015). Coupled dynamic model and vibration responses characteristic of a motor–driven flexible manipulator system. *Mechanical Sciences*, 6 (2). 235–244. doi: 10.5194/ms–6–235–2015.

17. Vidican, C. T., & Tocut, D. P. (2015). The Adaptive Driving of Mechatronic Systems—the Dynamic Model of an Industrial Robot. *Annals of the university of oradea Fascicle of Management and Technological Engineering*, XXIV (XIV), 3, 123–126. doi: 10.AUOFMTE.2015–3.3171.

18. Панченко А. И. Конструктивные особенности планетарных гидромоторов серии PRG / А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. А. Панченко // Вісник НТУ «ХПІ». – Харків, 2018. – № 17 (1293). – С. 88–95. – (Гідравлічні машини та гідроагрегати).

19. Конструктивные особенности и принцип работы гидровращателей планетарного типа / А. И. Панченко, А. А. Волошина, Н. П. Кольцов, И. А. Панченко // Праці Таврійського державного

агротехнологічного університету / ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Вип. 12, т.3. – С. 174–184.

20. Методика контроля точности изготовления элементов вытеснительных и распределительных систем планетарных гидромашин/ *А. И. Панченко, А. А. Волошина, С. Д. Гуйва, Г. В. Леус* // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету / ТДАТУ. – Мелітополь, 2016. – Вип. 16, т. 2. – С. 3–27.

21. Xu, M., Chen, G., Ni, J., & Liu, Y. (2013). Modeling and Analysis of a Semiactive Power-Assisted Unit Based on Hydraulic Accumulator. *Advances in Mechanical Engineering*, 2013. doi: 10.1155/2013/894576.

22. Панченко А. И. Математическая модель насосного элемента гидроагрегата / *А. И. Панченко, С. В. Кюрчев, И. И. Милаева* // Праці Таврійської державної агротехнічної академії / ТДАТА. – Мелітополь, 2006. – Вип. 35. – С. 64–69.

23. Панченко А.И. Математическая модель насосной станции с приводным двигателем / *А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. А. Панченко* // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету / ТДАТУ . – Мелітополь, 2013. – Вип. 13, т. 6. – С. 45–61.

24. Панченко А. И. Математическая модель гидромотора привода активных рабочих органов мобильной техники / *А. И. Панченко, А. А. Волошина, С. Д. Гуйва* // Праці Таврійської державної агротехнічної академії / ТДАТА. – Мелітополь, 2006. – Вип. 36. – С. 165–169.

25. Inaguma, Y. (2011). Friction torque characteristics of an internal gear pump. *Mechanical Engineering Science*, 225 (6), 1523–1534. doi: 10.1177/0954406211399659.

26. Inaguma, Y. (2013). A practical approach for analysis of leakage flow characteristics in hydraulic pumps. *Mechanical Engineering Science*, 227 (5), 980–991. doi: 10.1177/0954406212456933.

27. Панченко А. И. Способы распределения рабочей жидкости в планетарных гидромашинах / *А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. А. Панченко* // Вісник НТУ «ХП». – Харків, 2016. – № 20 (1192) – С.46–52. – (Гідравлічні машини та гідроагрегати).

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

29. Панченко А. И. Математическая модель предохранительного клапана прямого действия / *А. И. Панченко, В. Н.*

Кюрчев, П. В. *Обернихин* // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 2006. – Вип. 38. – С.122–127.

30. Stojek, J., Pluta, J., & Jêdrzykiewicz, Z. (1997). Research on the properties of a hydrostatic transmission for different efficiency models of its elements. *Acta Montanistica Slovaca*, 2 (4), 373–380.

31. Панченко А.И. Математическая модель гидроагрегата с планетарным гидромотором / Промислова гідравліка і пневматика, 2005. – № 4 (10). – С. 102–112.

МОДЕЛЬ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА МЕХАТРОННОЙ СИСТЕМЫ

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

Аннотация – работа посвящена исследованию динамических характеристик мехатронных систем с гидравлическим приводом активных рабочих органов самоходной техники. Предложенные модель и расчетная схема позволяют описать процессы, происходящие в элементах гидравлического привода мехатронной системы. Элементы гидравлического привода: насос, гидромотор, предохранительный клапан и рабочая жидкость рассмотрены во взаимосвязи, как единое целое. Модель учитывает особенности функционирования и взаимное влияние всех элементов гидравлического привода мехатронной системы, а также особенности рабочей жидкости и применима к любым гидромашинами и агрегатам объемного действия. Исследование динамики изменения функциональных параметров рассматриваемой мехатронной системы осуществлялось при моделировании переходного процесса в момент разгона гидравлического привода состоящего из шестеренного насоса, планетарного гидромотора и предохранительного клапана прямого действия. Моделирование проводилось для гидроприводов мехатронных систем различных типов обусловленных величиной нагрузки в диапазоне 365...1430 Н·м, что соответствует рабочим объемам планетарного гидромотора – 160...630 см³. Установлено, что при разгоне гидропривода колебания нагрузки и пульсация рабочей жидкости (условия эксплуатации) не оказывают практического влияния на изменение выходных характеристик мехатронной системы в целом. При установившемся режиме работы изменения условий эксплуатации наблюдаются пульсации, вызванные

неравномерностью подачи насоса и колебаниями нагрузки. Также установлено, что динамические характеристики гидропривода мехатронной системы улучшаются с увеличением рабочего объема гидромотора.

MODEL OF THE HYDRAULIC DRIVE OF THE MECHATRONIC SYSTEM

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

Summary

The work is devoted to the study of the dynamic characteristics of mechatronic systems with a hydraulic drive of active working elements of self-propelled machinery. The proposed model and design scheme allow us to describe the processes occurring in the elements of the hydraulic drive of the mechatronic system. The elements of a hydraulic drive: pump, hydraulic motor, safety valve and working fluid are considered in conjunction as a single unit. The model takes into account the features of functioning and the mutual influence of all elements of the mechatronic system's hydraulic drive, as well as the characteristics of the working fluid and is applicable to any hydraulic machines and units of volumetric action. The study of the dynamics of changes in the functional parameters of the mechatronic system under consideration was carried out when simulating a transient process at the time of acceleration of a hydraulic drive consisting of a gear pump, an orbital hydraulic motor and a safety valve of direct action. The simulation was carried out for hydraulic actuators of mechatronic systems of various types, caused by the load in the range of 365...1430N·m, which corresponds to the working volume of the orbital hydraulic motor – 160...630 cm³. It has been established that during acceleration of the hydraulic drive, fluctuations in the load and pulsation of the working fluid (operating conditions) do not have a practical effect on changing the output characteristics of the mechatronic system as a whole. At steady state operation, changes in operating conditions are observed pulsations, caused by uneven pump flow and load fluctuations. It was also found that the dynamic characteristics of the hydraulic drive of the mechatronic system are improved with an increase in the working volume of the hydraulic motor.

УДК 631.362.36.032

АНАЛІЗ ПНЕВМОСЕПАРАТОРІВ

Кюрчев С.В., к.т.н.,

Колодій О.С., к.т.н.,

Бурдін В. С.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42–13–06

Анотація – в даній статі обумовлена актуальність теми дослідження та значимість збільшення врожайності соняшника для України. Авторами було розглянуто один з перспективних напрямків збільшення врожайності соняшнику, це використання для сівби попередньо відібраного насіння з високими посівними якостями. Виробнича практика і проведені дослідження показують, що в посівному матеріалі містяться зерна які значно відрізняються масою, щільністю і товщиною. Встановили, що зі збільшенням маси насіння, як правило, збільшується їх щільність і товщина, а отже і аеродинамічні властивості які визначаються швидкістю витання. Все це вказує на можливість їх додаткового поділу повітряним потоком. Дані випробувань повітряних каналів серійних машин показують, що і очищення та сортування насіння здійснюється в них з недостатньо високою якістю: після сепарації в «цінній» фракції залишається велика кількість легкого (неповноцінного) насіння, а збільшення маси 1000 зерен складає всього 4,4%. Це вказує на те, що можливості повітряного потоку використовуються далеко не повністю. Тому необхідні випробування принципово нових конструкцій повітряних каналів і способів поділу, які дають можливість підвищити якість розділення насіннєвого матеріалу. Перед авторами постала мета провести аналіз найбільш розповсюджених сепараторів насіння соняшника, що використовуються в Україні. Представлений аналіз результатів наукових досліджень існуючих технологічні схеми та конструкції пневматичних сепараторів, що виявив ряд недоліків (недостатньо якісне очищення та розділення, складність налаштування, високі енергетичні витрати). Автори провели аналіз існуючих пневмосепараторів з різною формою та розміщенням аспіраційного каналу. Представили їх технологічні схеми, розкрили їх будову та принцип роботи. Визначили всі

недоліки та переваги. Проаналізувавши технологічні схеми сепараторів вітчизняних та іноземних вчених, було встановлено, що існуючі засоби механізації для сепарування насіння соняшнику мають ряд недоліків: складність налагодження, високу енергоємність, низьку якість поділу насіння по фракціям та недостатню чіткість роботи із насінням різної вологості.

Ключові слова – сепаратор, насіння, сепарація, пневмосепаратор, соняшник.

Постановка проблеми. Соняшник – основна олійна культура в Україні. Агровиробники нарощують виробництво, переробку та експорт продуктів його переробки.

За підсумками січня–серпня 2017 р. Україна експортувала 57,01 тис. тон насіння соняшнику. Про це свідчать дані Державної фіскальної служби України. Україна є найбільшим у світі експортером соняшnikової олії. У 2016 році українські підприємства експортували рекордний обсяг соняшnikової олії – 4,8 мільйона тон.

Відомо, що одним з перспективних напрямки збільшення врожайності соняшника є використання для сівби попередньо відібраного насіння з високими посівними якостями. Виробнича практика і проведені дослідження показують, що в посівному матеріалі містяться зерна які значно відрізняються масою, щільністю і товщиною. Встановлено, що зі збільшенням маси насіння, як правило збільшується їх щільність і товщина, а отже і аеродинамічні властивості які визначаються швидкістю витання. Все це вказує на можливість їх додаткового поділу повітряним потоком. Дані випробувань повітряних каналів серійних машин показують, що і очищення та сортування насіння здійснюється в них з недостатньо високою якістю: після сепарації в «цінній» фракції залишається велика кількість легкого (неповноцінного) насіння, а збільшення маси 1000 зерен складає всього 4,4%. Це вказує на те, що можливості повітряного потоку використовуються далеко не повністю. Тому необхідні випробування принципово нових конструкцій повітряних каналів і способів поділу, які дають можливість підвищити якість розділення насінневого матеріалу.

Аналіз останніх досліджень. Аналіз результатів наукових досліджень підтверджує, що існуючі технологічні схеми та конструкції пневматичних сепараторів мають ряд недоліків (недостатньо якісне очищення та розділення, складність налаштування, високі енергетичні витрати). В літературі відсутні теоретичні дослідження динаміки насіння соняшника в нижній робочій зоні пневмогравітаційного сепаратора.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Перед нами постала мета провести аналіз найбільш розповсюджених сепараторів насіння соняшника, що використовуються в Україні.

Основна частина. У давнину, насіння сепарували ручним способом, який мав низьку продуктивність.

Перші спроби механізувати процес сепарації привели до розробки пневматичного способу сепарування.

В такому способі сепарування в якості агенту, що взаємодіє із насінням та поділяє його, був повітряний потік, поданий горизонтально до падаючих у нього зверху насінин.

Найперші сепаратори у горизонтальному повітряному потоці типу "Тріумф" мали ручний привід вентилятора та працювали, як подано на рис. 1. При сепаруванні насіння під дією повітряного потоку вентилятора 2, поділялось в залежності від маси на фракції I та II [1].

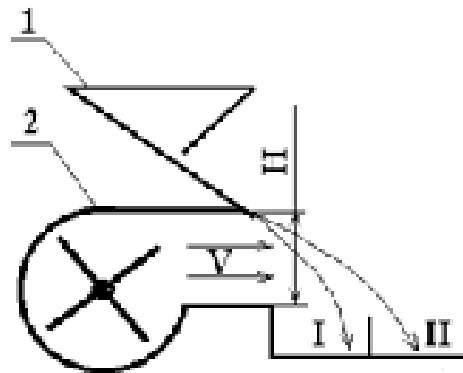


Рис. 1. Схема типу "Тріумф"

Подальший розвиток технологій призвів до можливості використовувати потужні електричні вентилятори, завдяки яким були розроблені більш енерговитратні способи сепарування.

Основною перевагою є відсутність витрат на електроенергію, компактність, дешевизна у використанні.

До недоліків ми віднесли фізичний труд, мала продуктивність та низька якість розподілу по фракціям.

У сепараторі з каналом вертикальної аспірації [2] насіння подається на поверхню похилої сітки 2 і скочує, як наведено на рис.2.

Найбільш важке насіння потрапляє до фракції I, а легке – відсаджується (за рахунок усмоктування повітряного потоку вентилятора 5 у циклоні 4 (фракція II).

Переваги цього способу сепарування є велика продуктивність, більш якісне розділення по фракціям та очищення насіння від сміття.

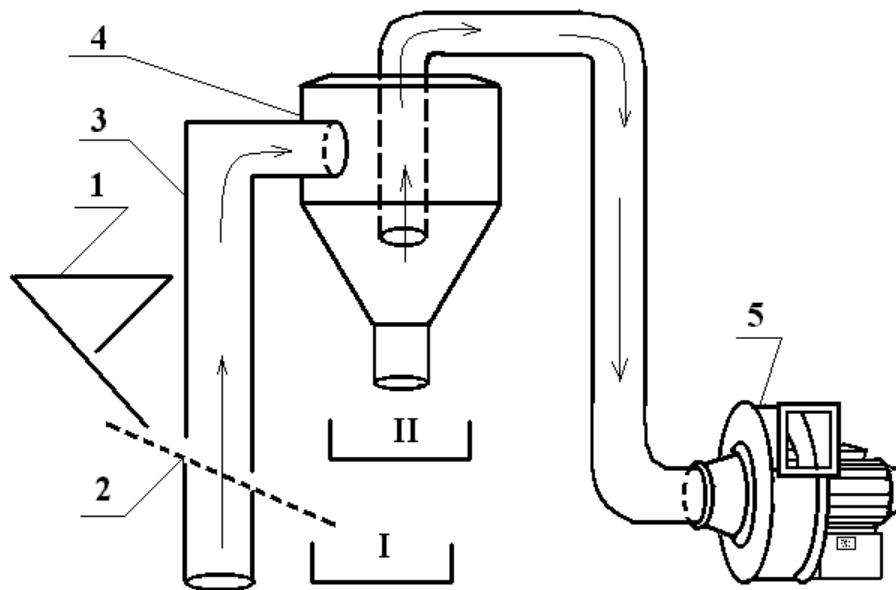


Рис. 2. Схема сепаратора насіння у каналі вертикальної аспірації

Але ряд недоліків, такі як, пошкодження насіння, велика енергоємність та пилозасміченність приміщення не дало змогу розповсюдженню даного сепаратора.

Чебанов А.Б. запропонував сепаратор [4, 5], який зображено на рис. 3. Робочий процес якого проходить наступним чином: до бункера сепаратора надходить насіння, подачу якого регулюють заслінкою 3. Процес сепарації відбувається в горизонтальному каналі 4. Розділені фракції за допомогою регульованих перегородок 5 надходять до встановлених приймачів 6. У кінці горизонтального каналу встановлено вентилятор 7, який нагнітає запилений потік у пилоосаджувальну камеру 8. Камера обладнана пиловловлюючим пристроєм, що складається з поперечної щілини 9. При роботі запропонованого пневмосепаратора насіння із бункера за допомогою регулятора подачі суміші подається до горизонтального каналу, де під дією повітряного потоку згідно аеродинамічних властивостей компонентів та сили тяжіння поділяється на фракції.

Запилений повітряний потік потрапляє в пилоосаджувальну камеру, де очищається від крупних домішок, що потрапляють до відповідного приймача. Після очищення у пилоосаджувальній камері повітряний потік з частками пилу потрапляє до пиловловлюючого пристрою. Його основним елементом є вертикальний канал, у якому за рахунок сил тяжіння та інерції (використання жалюзі) відбувається очищення від часток пилу. Вловлені частинки пилу направляються в нижню зону вертикального каналу у відповідний приймач. Кінцеве очищення повітряного потоку від дрібнодисперсного пилу (до 500 мкм) відбувається у інерційному пиловловлювачі та фільтрі.

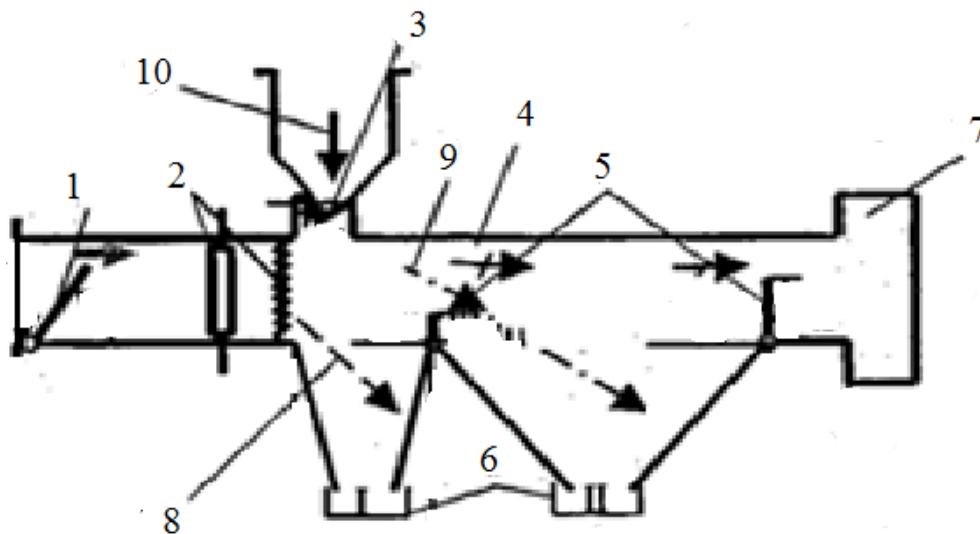


Рис. 3. Схема технологічна пневматичної установки, розроблена А. Б. Чебановим: 1– регулятор подачі повітря; 2 – жалюзі у горизонтальному каналі; 3 – регулятор подачі суміші; 4 – горизонтальний канал; 5 – перегородки з заслінками

Перевагою розглянутого сепаратора є зменшення запиленості приміщення.

Недоліком даного сепаратора є велика енергоємність та недостатня якість поділу насіння.

Сепаратор АKN–200 “Hample” [7–8] представлений на рис.4.

Принцип роботи сепаратора (рис. 4) наступний: насіння, що надійшло в пневмосепаруючу камеру 2 повітряним потоком виділяється і несеться в осадочну камеру 5. Важкі домішки виводяться з неї за допомогою вигрузного шнека, а легке насіння подається у циклон 6. Ряд зарубіжних фірм: Carter (США), Shule (Німеччина), ABLinde Maskiner (Швеція), Heid (Австрія), Cimbria і Westrup (Данія), Cheros (Чехія), завод «Маяк» (НРБ) та ін. випускає аналогічні за конструкцією і технологічними схемами сепаратори. Слід зазначити, що сепаратори прості, компактні, надійні в експлуатації, малозатратні, мають високу продуктивність до 200 т/год, однак не виділяють дрібних домішок, що є істотним недоліком. За кордоном в основному використовуються пневматичні аспіраційні канали та столи, як наприклад сепараторі STS–MACS Seed Separator 'Multiple Air Chamber System.

До переваг відносимо велику продуктивність. Недоліки – великі габарити, невелика якість поділу.

О.С. Колодій запропонував пневмогравітаційний сепаратор (рис. 5).

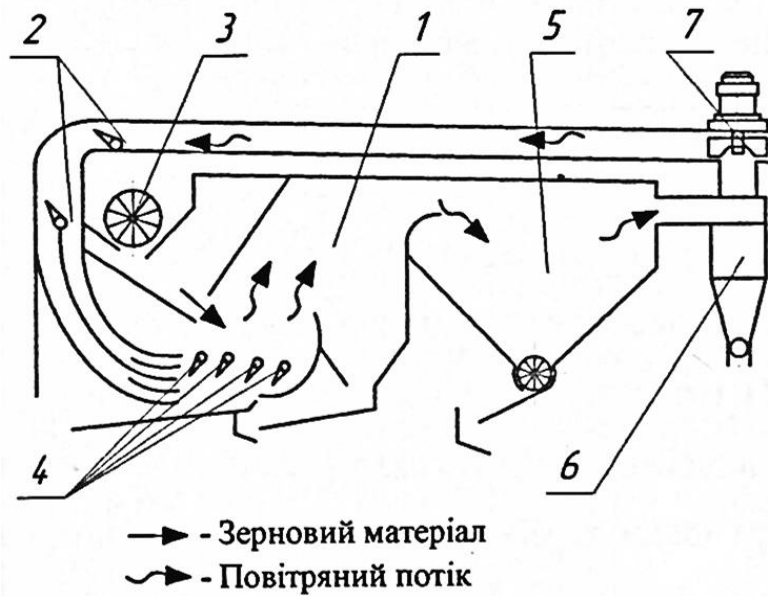


Рис. 4. Схема технологічна сепаратора АКН-200 “Hample”:
 1 – пневмокамера; 2 – заслінка; 3 – живильний валець; 4 – лопатки; 5 – осадова камера; 6 – циклон; 7 – вентилятор

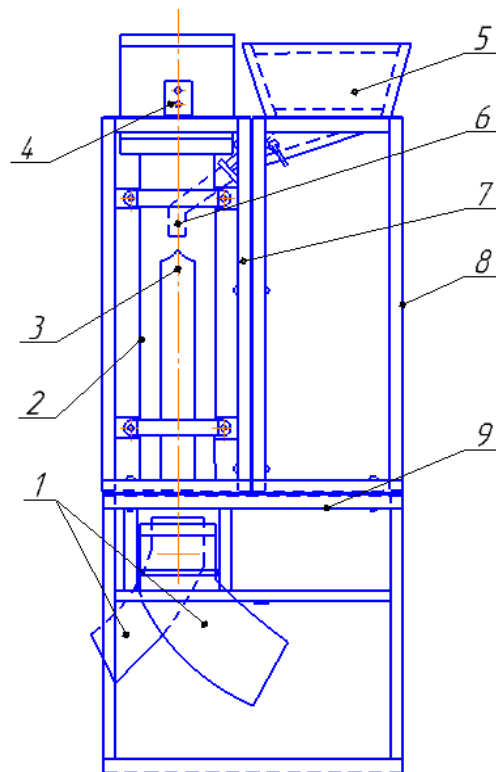


Рис. 5. Схема пневмогравітаційного сепаратора насіння, розробленого О.С. Колодієм: 1 – два розподільника; 2 – аспіраційний канал; 3 – подільник; 4 – вентилятор; 5 – бункер; 6 – патрубок постачання; 7 – ліва частина рами; 8 – верхня частина рами; 9 – нижня частина рами

Працює розроблена конструкція пневмогравтаційного сепаратора наступним чином: насіння з бункеру 5 через живильник із регулювальною заслінкою постачається через патрубок 6 до кутника 3, що розташований по центру перерізу верхньої частини вертикального аспіраційного каналу 2.

У верхній частині цього вертикального аспіраційного каналу встановлений осьовий вентилятор.

При роботі вентилятора 4 потік повітря просмоктується у напрямку знизу нагору, з нижнього кінця вертикального аспіраційного каналу 2.

Таким чином, всередині аспіраційного каналу 2 утворюється вертикальний повітряний потік, який направлений назустріч сепарованим частинкам, що вкидаються посередині перерізу верхньої частини каналу 2 з труби–кутника 9.

Насіння має неідеальну форму, в результаті чого при падінні у вертикальний потік розщеплюється вертикальна траєкторія падаючих насінин і вони розсіваються в залежності від ваги [9–10].

Переваги цього сепаратора це велика якість розподілу насіння, мала енергоємність, компактність конструкції.

Недоліком на нашу думку є мала продуктивність та велика залежність від вологості насіння.

На сьогодні можна виділити декілька пневматичних сепараторів, за допомогою яких можна здійснювати розділення компонентів зернових сумішей на кілька фракцій дією горизонтального повітряного потоку.

Аеродинамічний сепаратор “САД” виробництва “Агросоюз” (с. Майське, Дніпропетровська обл.) (рис. 6) дозволяє здійснювати сортування вихідного матеріалу за рахунок дії горизонтального повітряного потоку. Він створюється вентиляторами 5 та через сопла 7 подається до робочої камери [11].

Під дією аеродинамічних сил та гравітації компоненти вихідної суміші рухаються по відмінним траєкторіям і потрапляють до чотирьох приймачів 8, кожний з яких має можливість випускати оброблений матеріал по двох каналах – *а* та *б*. Перші призначені для фракцій, які є готовим продуктом, другі – обробляються повторно. Легкі компоненти знаходяться у приймачах, що розміщуються у лівій частині робочої камери; зерно, що має найкращі сортові якості – знаходиться у приймачі IV. До приймача V потрапляють дуже важкі домішки – в основному грудочки ґрунту. Пил та легкі домішки дією повітряного потоку, що створюється вентилятором 6, потрапляють до осаджувальної камери, звідки виводяться через відповідний випускний канал.

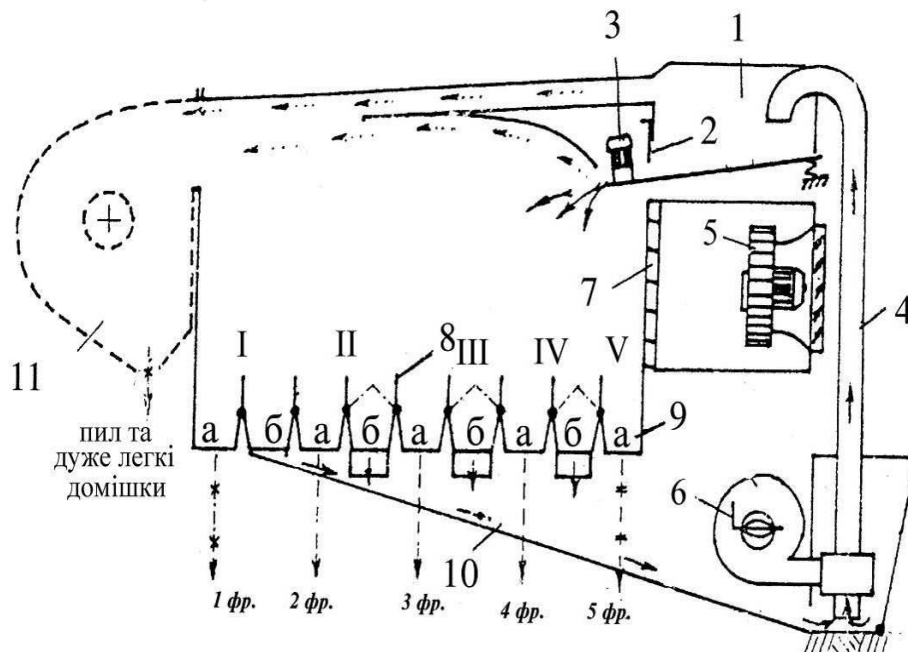


Рис. 6. Схема аеродинамічного сепаратора “САД”: 1 – бункер; 2 – шибер; 3 – вібратор; 4 – пневмопровід; 5 – генератор з двома вентиляторами; 6 – вентилятор; 7 – сопла генератора; 8 – розподілючі заслінки; 9 – приймачі фракцій: а – фракції готового продукту; б – фракції, що обробляються повторно; 10 – лоток для фракцій, що обробляються повторно

Переваги цього сепаратора є велика продуктивність.

Недоліком цієї машини є значна, до того ж некерована, нерівномірність повітряного потоку всередині робочої камери, що знижує якість розділення вихідної суміші на фракції.

Пневмоінерційний сепаратор ЧДАУ виробництва дослідного заводу Челябінського державного аграрного університету (ЧДАУ) (рис. 7) має бункер 1, живильником якого є пара вальців 2, з резиновими поверхнями. Повітряний потік у робочій камері створюється у всмоктувальній магістралі вентилятора 9. За рахунок дії повітряного потоку і надання часткам початкової швидкості (обертанням вальців) компоненти суміші потрапляють до різних приймачів в залежності від аеродинамічних властивостей [12].

Недоліком обговорюваного сепаратора, так само як і сепаратора “САД”, є велика нерівномірність швидкості повітря у робочій камері, яка не контролюється і не керується під час роботи сепаратора.

Слід врахувати також те, що розділення компонентів суміші для нахиленого повітряного каналу відбувається за рахунок різниці координат виходу компонентів суміші з каналу, при цьому траєкторії

руху часток розміщуються у поздовжньо–вертикальній площині. Необхідно врахувати також те, що при зміні модуля і напрямку швидкості надходження часток до каналу, їх траєкторії можуть змінюватися.

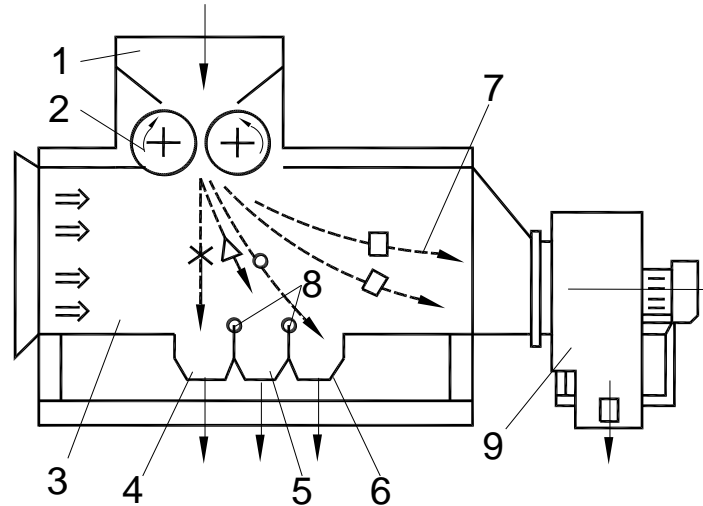


Рис. 7. Схема аеродинамічного сепаратора ЧДАУ з примусовою подачею вихідної суміші: 1 – бункер; 2 – вальці; 3 – повітряний канал; 4 – приймач повноцінного зерна та важких компонентів; 5 – приймач легкого зерна; 6 – приймач легких домішок; 7 – приймач найлегших компонентів; 8 – поділяючі заслінки; 9 – вентилятор

Сепаратор ПСМ–25М (рис. 8) складається з корпусу, приймального бункера 1, підтримуючої сітки 3, вивантажувального пристрою очищеного матеріалу 4, осадової камери вивантажувального пристрою товарного зерна 5 і вивантажувального пристрою мертвого відходу 6, механізму для регулювання повітряного потоку 7, вентиляторів 8 [13, 14].

До переваг слід віднести велику продуктивність. Недоліком цього сепаратора є те, що насіння зависає в кутах сепаратора та процес поділу не відбувається.

Пневмосепаруючі системи [15] відносяться до складних систем, стан яких визначається великою кількістю параметрів. Найбільш важливі з них: кут нахилу повітряного потоку, швидкість введення матеріалу, спосіб впливу на матеріал та ін. Певний вплив на процес сепарації надають сили взаємного зіткнення та зчеплення складових частин купи, а також сили тертя об стінки сепаруючих камер, що обмежують зону сепарації. Ці сили пов'язані з формою камери.

Залежно від взаємодії повітряного потоку і матеріалу виділяють чотири основні схеми сепарації: в горизонтальному, похилому, вертикальному повітряному потоці і за принципом протитечії.

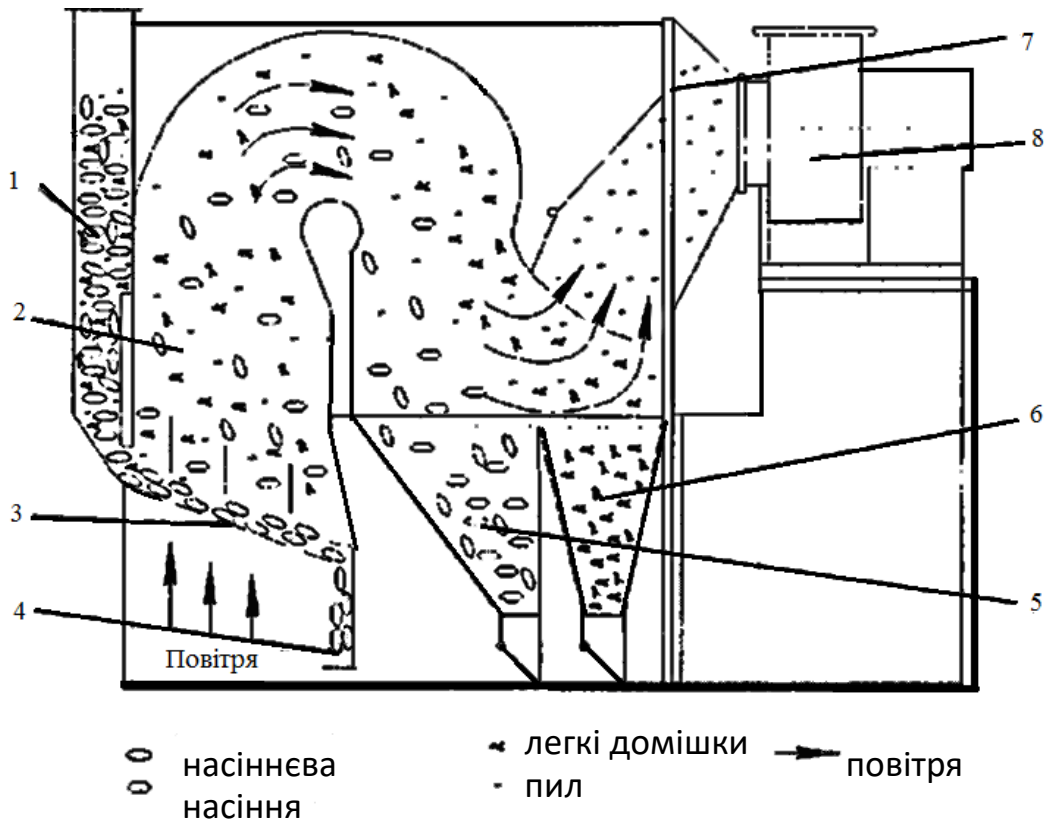


Рис. 8. Схема технологічна пневмосепаратора ПСМ–25М з комбінованим методом розділення матеріалу: 1 – приймальний бункер; 2 – робоча зона; 3 – сітка; 4 – приймальник очищеного насіння; 5 – приймальник фуражного зерна; 6 – приймальник

Горизонтальні і похилі повітряні потоки володіють перевагою. Напрями сили тяжіння і аеродинамічної сили у них не збігаються, внаслідок чого подача суміші може бути здійснена за допомогою простих пристроїв: транспортерів, бункерів та ін. Сила тяжіння забезпечує вільне надходження матеріалу у повітряний потік і випадання в робочій частині з нього. Кожна окрема насінина описує в потоці повітря шлях, що представляє собою відносно просту криву. Число взаємних зіткнень насінин незначне.

До недоліків сепараторів, використовуючих горизонтальні і похилі повітряні потоки, слід віднести нерівномірний повітряний потік, а також технічні труднощі при створенні широкого струменя повітря.

Порівняльна оцінка роботи горизонтальних, похилих і вертикальних повітряних сепараторів показує, що якість сепарації залежить насамперед від концентрації матеріалу в повітряному потоці. Вертикальні потоки забезпечують високу якість сепарації при малих подачах, зі збільшенням подач ефективність їх роботи падає. Пояснюється це тим, що у вертикальному повітряному потоці

частинки багаторазово рухаються вгору і вниз, внаслідок чого виникає велике число зіткнень, особливо при підвищених подачах. Тому в сепараторах з вертикальним потоком перешкод окремої частинки більше, ніж у сепараторах з горизонтальним і похилим потоками.

У той же час у вертикальних каналах повітряний потік надає більш тривалий вплив на матеріал, частинки мають можливість займати різні положення, що нівелює вплив одного випадкового положення входу в потік, тобто сепарація менше схильна до впливу випадку та результати виходять більш стабільними.

В пневмосепараторах може використовуватися як всмоктуючий так і нагнітаючий повітряний потік. Одним із суттєвих недоліків нагнітаючого повітряного потоку є наявність пилу, яку дуже важко вловити і видалити. Створюються важкі умови для роботи обслуговуючого персоналу. Пиловловлюючі камери в нагнітальних машинах громіздкі, часто засмічуються і через фільтри пил проходить в навколишнє середовище. Камери створюють додатковий, а головне, змінний опір, у зв'язку з чим погіршується точність роботи машин. Другим недоліком при використанні нагнітаючого повітряного потоку є значна ширина вентилятора і викликана цим нерівномірність повітряного потоку на виході. Даний недолік намагаються усунути різними способами – використанням діаметральних вентиляторів або спеціальних повітророзподільних пристроїв, але повністю усунути його не вдається.

Ще однією особливістю нагнітаючого повітряного потоку є нерівномірність його швидкості, обумовлена малим числом лопатей робочого колеса вентилятора. Рівномірність швидкості повітряного потоку аспіраційних камер не залежить від числа лопатей, так як в даному випадку повітря нагнітається під атмосферним тиском. Однак аспіраційні камери також мають недоліки, наприклад потрапляння повітря через зазори, в результаті чого його напрямок відхиляється від заданого формою камери і якість сепарації знижується.

Більш повно використовувати енергію повітряного потоку дозволяє одночасне застосування всмоктуючого і нагнітального потоків. Машини з одночасним використанням таких потоків не потребують обладнання спеціальними пиловловлювачами і фільтрами для очищення повітря, не створюють розрідження повітря всередині приміщення і цим сприяють підтримці в приміщенні постійної температури. Однак для нормальної роботи таких виконаних за комбінованою схемою машин необхідна повна герметичність внутрішньої частини, рівномірність подачі суміші і безперервне видалення відходів з осадової камери [14–16].

Висновки. Проаналізувавши технологічні схеми сепараторів вітчизняних та іноземних вчених, було встановлено, що існуючі засоби механізації для сепарування насіння соняшнику мають ряд недоліків: складність налагодження, високу енергоємність, низьку якість поділу насіння по фракціям та недостатню чіткість роботи із насінням різної вологості.

Література:

1. Нелюбов А. И. Пневмосепарирующие системы сельскохозяйственных машин / А. И. Нелюбов, Е. Ф. Ветров. – М.: Машиностроение, 1977. – 190 с.
2. Матвеев А. С. Сепарирование зерновой смеси вертикальным воздушным потоком / А. С. Матвеев // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1969. – №11. – С. 17–19.
3. Єрмак В. П. Вдосконалення способу сепарування насіння соняшника у повітряних потоках: дис. канд. техн. наук: 05.05.11 / В. П. Єрмак. – Луганськ, 2003. – 166 с.
4. Дідур В. А. Оптимізація параметрів пневмосепаратора для сепарації рушанки рицини / В. А. Дідур, А. Б. Чебанов // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь, 2010. – Вип. 10, т.8.– С. 70–77.
5. Чебанов А. Б. Обґрунтування конструктивно–технологічних параметрів пневмасепаратора рушанки рицини з пиловловлюючим пристроєм: автореф. дис. ... канд. тех. наук: 05.05.11 / А.Б. Чебанов. – Мелітополь, 2013. – 15 с.
6. Перспективні напрямки розвитку зерночисної техніки [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.snt-kntu.ho.ua>.
7. Ямпілов С. С. Технологическое и техническое обеспечение ресурсо–энергосберегающих процессов очистки и сортирования зерна и семян / С. С. Ямпілов. – Улан–Удэ.: ВСГТУ, 2003. – 115с.
8. Copeland, L.V. (1976). *Principles of seed science and technology*. Minneapolis, MN: Burgess Publishing Company.
9. Кюрчев С. В. Результати дослідження раціональних розмірів вертикального аспіраційного каналу сепаратора насіння сільськогосподарських культур / С. В. Кюрчев, О. С. Колодій // Механізація сільськогосподарського виробництва / ХНТУСГ. – Харків, 2014. – Вип. 148, т. 1. – С. 56–63.
10. Патент 86300 Україна, МПК В07В1/28. Аеродинамічний сепаратор для насіння / С.В. Кюрчев, О.С. Колодій (Україна). – №u201307937; заявл. 21.06.13; опубл. 25.12.13, Бюл. № 24.

11. Сепаратор САД [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.aeromeh.com/ukr/sad7>.

12. Техніко–технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://docplayer.net/79867144-Tehniko-tehnologichni-aspekti-rozvitku-ta-viprobuvannya-novoyi-tehniki-i-tehnologiy-dlya-silskogo-gospodarstva-ukrayini.html>.

13. Барский М. Д. О механизме воздушной гравитационной классификации / *М. Д. Барский, Е. А. Долганов* // Известия ВУЗов. Горный журнал. – 1969. – № 1. – С. 153–156.

14. Бурков А. И. Зерноочистительные машины / *А. И. Бурков, Н. П. Сычугов* // Конструкция, исследование, расчет и испытание. – Киров: Изд-во НШИСХ Северо-Восток, 2000. – 258с.

15. Нелюбов А .И. Пневмосепарирующие системы сельскохозяйственных машин / *А. И. Нелюбов, Е. Ф. Ветров*. – М.: Машиностроение, 1977. – 190 с.

16. Котов В. В. Определение скорости движения зерна в воздушном потоке / *В. В. Котов* // Технологии и средства механизации полеводства. – Зерноград, 2002. – С. 137–140.

17. Економіка соняшнику в Україні [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://propozitsiya.com/ua/ekonomika-sonyashniku-v-ukrayini>.

18. Кюрчев С. В. Багатокритеріальний аналіз існуючих сепараторів насіння із різним робочим агентом / *С. В. Кюрчев, О. С. Колодій*// Механізація сільськогосподарського виробництва / ХНТУСГ. – Харків, 2015. – Вип.156, т. 1. – С. 86–92.

19. Кюрчев С. В. Аналіз методів збільшення врожайності сільськогосподарських культур та вимоги до сепарує мого матеріалу / *С. В. Кюрчев, О. С. Колодій* // Праці ВНАУ: зб. наук. праць. – Вінниця, 2012. – Вип. 11(66). – С. 311–322.

АНАЛИЗ ПНЕВМОСЕПАРАТОРОВ

Кюрчев С. В., Колодий О. С., Бурдин В. С.

Аннотация – в данной статье обусловлена актуальность темы исследования и значимость увеличения урожайности подсолнечника для Украины. Авторами был рассмотрено одно из перспективных направлений увеличения урожайности подсолнечника, им является использование для посева предварительно отобранных семян с высокими посевными качествами. Производственная практика и проведенные исследования показывают, что в посевном материале содержатся зерна значительно отличающиеся массой, плотностью и толщиной. Установили, что с увеличением массы семян, как правило, увеличивается их плотность и толщина, а следовательно и аэродинамические свойства определяемые скоростью витания. Все это указывает на возможность их дополнительного разделения воздушным потоком. Данные испытаний воздушных каналов серийных машин показывают, что и очистка и сортировка семян осуществляется в них с недостаточно высоким качеством: после сепарации в «ценной» фракции остается большое количество легких (неполноценных) семян, а увеличение массы 1000 зерен составляет всего 4,4%. Это указывает на то, что возможности воздушного потока используются далеко не полностью. Поэтому необходимы испытания принципиально новых конструкций воздушных каналов и способов разделения, которые дают возможность повысить качество разделения семенного материала. Перед авторами встала цель провести анализ наиболее распространенных сепараторов семян подсолнечника, используемых в Украине. Представлен анализ результатов научных исследований существующих технологических схем и конструкций пневматических сепараторов, которых обнаружил ряд недостатков (недостаточно качественную очистку и разделение, сложность настройки, высокие энергетические затраты). Авторы провели анализ существующих пневмосепараторов с различной формой и размещением аспирационного канала. Представили их технологические схемы, раскрыли их устройство и принцип работы. Определили все недостатки и преимущества. Проанализировав технологические схемы сепараторов отечественных и иностранных ученых, было установлено, что существующие средства механизации для сепарирования семян подсолнечника имеют ряд недостатков: сложность настройки, высокую энергоемкость, низкое качество разделения семян по фракциям и недостаточную четкость работы с семенами различной влажности.

ANALYSIS OF PNEUMOSEPARATORS

S. Kurchev, O. Kolodiy, V. Burdin

Summary

In this paper, the relevance of the topic of research and the significance of increasing sunflower seed yield for Ukraine is determined. The authors considered one of the promising directions of increasing sunflower yield, is the use for sowing pre-selected seeds of high crop quality. The industrial practice and the research carried out show that the grain contained in the seed material is significantly different in weight, density and thickness. It was established that with the increase in the mass of the seed, as a rule, their density and thickness, and hence aerodynamic properties, are determined by the speed of propagation. All this points to the possibility of their additional division of airflow. The data of tests of air channels of serial cars show that the cleaning and sorting of seeds is carried out in them with insufficient high quality: after separation in the valuable fraction there is a large number of light (inferior) seeds, and an increase in the mass of 1000 grains is only 4.4%. This indicates that the air flow capacity is far from being used. Therefore, it is necessary to test fundamentally new structures of air channels and methods of separation, which make it possible to improve the quality of separation of seed material. The authors aimed to analyze the most common sunflower seed separators used in Ukraine. The analysis of the research results of existing technological schemes and design of pneumatic separators, which revealed a number of shortcomings (insufficient quality cleaning and separation, complexity of adjustment, high energy costs) is presented. The authors conducted an analysis of existing air separators with different shapes and placement of aspiration channel. They presented their technological schemes, they revealed their structure and principle of work. Identified all the disadvantages and advantages. Having analyzed the technological schemes of separators of domestic and foreign scientists, it has been established that the existing means of mechanization for the separation of sunflower seeds have a number of disadvantages: complexity of adjustment, high energy intensity, low quality of separation of seeds by fractions and insufficient clarity of work with seeds of different humidity.

УДК 631.362.36.032

ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ ТА ПРИНЦИПУ РОБОТИ ВІБРОАСПІРАЦІЙНОГО СЕПАРАТОРА

Паламарчук І.П., д.т.н.,

Кюрчев С.В., к.т.н.,

Кюрчева Л.М., к.с.–г.н.,

Верхоланцева В.О., к.т.н.,

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42–13–06.

Анотація – робота присвячена дослідженню підходу до сепарації олійних культур. Запропонована розрахункова схема конструкції віброаспіраційного сепаратора, яка дозволяє описати процес сепарації. Була висунута робоча гіпотеза стосовно сепарації насінневого матеріалу. Розглянуто автоколивальний режим руху центральної труби розподільника. Досліджено лінійне зміщення центрального перерізу. Наведена схема сил, що діють на насінину, а саме складові змушуючої сили F_v , що створює вібрації труби, крутний змушуючий момент, сила ваги насінини, опір повітря, пружні сили.

Встановлено, що за допомогою парусних елементів під кутом 45° відбувається поділ насіння на середню та важку фракцію. Парусні елементи розташовані на трубі в аспіраційному каналі розмір яких складає 10мм. Ці парусні елементи дозволяють підсилити потік повітря, який у свою чергу сприяє кращому поділу насіння. За допомогою пружних елементів, які створюють автоколивальні рухи і повертають трубу з парусними елементами на різні кути сприяє процесу сепарації. Пружні елементи встановлюють зверху та знизу, що в свою чергу дозволяє трубі повертатися, та покращати процес поділу. Запропонована конструкція сепаратора разом з цими пружними елементами та парусними елементами посилюють швидкість повітря та роблять краще розщеплення насіння. Також встановлено, що процес сепарації у віброаспіраційному сепараторе відбувається за допомогою пневмодинамічних і гравітаційних сил.

Ключові слова – сепарація, віброаспіраційний сепаратор, автоколивальні рухи, насіння, олійні культури, розподільник, парусні елементи, пружні елементи, розщеплення.

Постановка проблеми – Відомо, що в Україні важливе значення має вирощування олійних культур. Одним з основних напрямів розвитку господарських зв'язків України є експорт. Основні експортні потоки соняшника з України спрямовуються до країн Європейського Союзу, які є чистими імпортерами цієї категорії олійних. З огляду на те, що собівартість виробництва соняшника в Україні становить приблизно 25% собівартості вирощування цієї культури в країнах Західної Європи, експорт соняшника з України до країн ЄС матиме конкурентні переваги щодо власного виробництва цієї культури в самих країнах ЄС. При подальшому розширенні переробних потужностей у нашій державі частка експорту соняшника зменшуватиметься на користь власної переробки та протягом наступних років може становити не більше 10% урожаю. В перспективі Україна з досить потужною власною сировинною базою може і надалі утримувати лідируючі позиції з продажу соняшникової олії, цінове зростання цьому тільки сприятиме. Для отримання якісного врожаю треба підготувати насіннєвий матеріал, який у свою чергу впливає на кінцевий результат збирання.

Таким чином, поліпшення поділу насіння у період процесу сепарації олійних культур є важливою науковою проблемою.

Аналіз останніх досліджень – Одним з головних параметрів взаємодії насінин з зустрічним повітряним потоком є швидкість витання, яка, в свою чергу, залежить від ряду показників, а саме: маси насіння 1000 штук; міделового перетину насінини; орієнтації в просторі; коефіцієнта аеродинамічного опору. Кожен дослідник прагнув врахувати деякі параметри, які впливали на швидкість витання. Їхні результати дослідження привели до багатьох висновків, але вони вірні лише для конкретних умов.

Степаненко С. П. досліджував процес сепарації за допомогою розробленого пневмовідцентрового сепаратора, модернізувавши його розкидальним диском. Виявив ряд закономірностей та оптимальні параметри пневмовідцентрового сепаратора, підвищив якість розподілу насіння [1].

В своїй роботі Чебанов А.Б. побудував ряд залежностей динаміки руху частинок рушанки рицини в повітряному потоці та ефективності очищення повітря в робочій зоні вертикального каналу. Вперше встановив закономірності зміни швидкостей компонентів рушанки рицини та повітряного потоку в робочій зоні пневмосепаратора з пиловловлюючим пристроєм [2].

Котов Б.І., провівши багато досліджень, виявив можливість ідентифікацій процесу розділення насіння повітряним потоком. Також він визначив можливість перегрупування насіння різного

розміру у повітряному потоці при переході з одного ступінчастого решета до іншого [3].

Таким чином, дослідження процесу сепарації олійних культур, є актуальним напрямком.

Мета дослідження. Поліпшення поділу насіння у віброаспіраційному сепараторе. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі: розробити розрахункову схему, що дозволить досліджувати процес сепарації.

Основна частина. При проектуванні віброаспіраційного сепаратора висуваємо наступну робочу гіпотезу: збільшення рушійної сили процесу фракціонування за рахунок накладання у системі комбінованої незрівноваженості від дії змушуючих сил та крутного моменту, що реалізується при реалізації автоколивального режиму руху центральної труби розподільника.

У системі створюється автоколивальний рух за рахунок двох груп сил, що опозитно діють на центральну трубу сепаратора: змушуючі, або збуджуючі силові фактори F_v та M_v ($M_{кр}$) та пружні сили при розтяганні та стисканні пружних елементів C_x , C_z .

Змушуючі силові фактори виникають при дії потоку повітря на парусні елементи сила F_v при відповідному тиску F_n ; крутний момент M_v ($M_{кр}$) – завдяки синусоїдальній формі парусного елемента, що призводить до обертання центральної труби [4].

Розроблений віброаспіраційний сепаратор складається з живильного патрубку 1 (рис.1), з якого нерозсортоване насіння 3 надходить до сепаратора; центральної труби 2, яка є робочим органом нашого сепаратора. Труба монтується в опорних вузлах 9 типу «труба у трубі».

На трубі із зовні розташовані парусні елементи 11, які представляють собою спіраль у вигляді синусоїди. Вісь спіралі розташована під кутом 45° до повздовжньої осі труби. Центральна труба має гнучкий зв'язок з неруховим осьовим каналом 12 сепаратора через пружні елементи 10. У нижній частині роздільної установки розташовані патрубки 4 і 5 для приймання відповідно середньої та важкої фракцій. 1000 насінин середньої фракції мають масу в межах від 40г до 50г, а для 1000 насінин важкої – від 60г до 80г.

При роботі сепараційної установки за рахунок дії витяжного вентилятора потік повітря силою F_n тисне на парусні елементи 11, які розташовані на зовнішньому боці центральної труби розподільника, що змушує трубу рухатися одночасно поступально в осьовому напрямі та обертатися навколо вертикальної осі сепаратора [5, 6, 7].

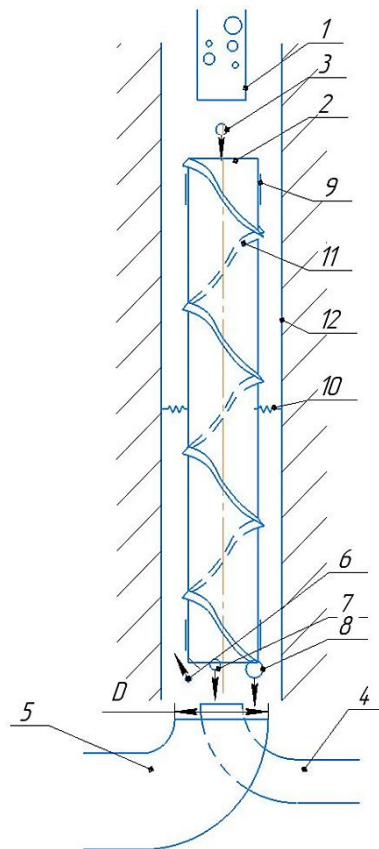


Рис. 1. Принципова схема віброаспіраційного сепаратора:

1 – живильний патрубок; 2 – центральна труба; 3 – насіння, що надходить до розподільника; 4 – патрубок для виведення середньої фракції; 5 – патрубок для виведення важкої фракції; 6 – насіння легкої фракції; 7 – насіння середньої фракції; 8 – насіння важкої фракції; 9 – опорний вузол центральної труби; 10 – пружний елемент; 11 – парусний елемент; 12 – центральний канал сепаратора

Наявність пружних елементів 10 призупиняє даний рух та спрямовує у протилежний бік, повторюючи цикл дії силових факторів. Таким чином, у розробленій системі утворюється автоколивальний режим рух за достатньо простої конструктивної реалізації процесу.

Постійний за силою потік повітря через парусні елементи призводить до накладання на центральну трубу сепаратора вимушених коливань, що утворює відцентрове поле. Внаслідок останнього ефекту рушійна сила досліджуваного процесу підвищується, розганяючи насінини різної фракції, що відзначаються за масою до різних швидкостей. Відповідно змінюються траєкторії руху часток продукції, тобто має їх розщеплення, що дає змогу підвищити ефективність розділення насінин різних фракцій [8].

У залежності від маси, насінини спрямовуються або в патрубок для виведення середньої фракції 4, діаметр якого 70мм, або в

патрубок для виведення важкої фракції 5 діаметр якого 160мм. Насінини легкої фракції 6, маса яких до 40 мг, достатньо легко підхоплюються потоком повітря у протилежний бік та збираються окремо, завершуючи робочий цикл сепарації насінневого матеріалу.

При аналізі вихідних даних для проектування розглянемо основні силові фактори, що діють у системі:

1) Змушуючі:

Відцентрова сила

$$F_0 = F_{\text{пу}} = m_T \cdot l_y \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega_{\text{ц}} t,$$

крутний момент

$$M_{\text{кр}} = F_{\text{пх}} \cdot r_T \cdot \sin \omega_{\text{ц}} t,$$

сила повітряного потоку

$$F_{\text{п}} = \frac{N_{\text{в}}}{v_{\text{п}}},$$

де $N_{\text{в}} = 150\text{Вт}$, $v_{\text{п}} = 4.5 \dots 5.5\text{м/с}$.

2) Відновлюючі, що представляються у системі силами пружного опору відносно відповідних осей координат та повороту центральної труби:

$$R_{\text{пр}} = C \cdot \vec{r},$$

$$R_{\text{пру}} = C_y \cdot l_y = C_y \cdot y,$$

$$R_{\text{прх}} = C_x \cdot l_x = C_x \cdot x,$$

$$R_{\text{пр}\varphi} = C_{\varphi} \cdot l_{\varphi} = C_{\varphi} \cdot \varphi,$$

де l_x, l_y, l_z – відповідні відхилення перерізу центральної труби; C_x, C_y, C_z – відповідні жорсткості пружних елементів.

3) Сила тяжіння:

$$G = m_{\text{н}} \cdot g.$$

Маса важкої фракції $m_{\text{н}} = 60 \div 80\text{мг}$.

Маса середньої фракції $m_{\text{н}} = 40 \div 50\text{мг}$.

Маса легкої фракції $m_{\text{н}} = 0 \div 40\text{мг}$.

4) Сила опору повітряного потоку:

$$R = k_c (v_{\text{н}} - v_{\text{п}})^2,$$

$$k_c = c_R \cdot S_{\text{н}} \cdot \frac{\rho}{2}.$$

Серед кінематичних параметрів досліджуваного процесу розглядаємо наступні:

1) Початкова швидкість насінини:

$$v_{\text{н}0} = 0.$$

2) Кутова швидкість центрального потоку розподільника:

$$\omega_{\text{ц}} = \frac{v_{\text{п}}}{r_T} = \omega,$$

де r_T – радіус центральної труби сепаратора.

3) Геометричні параметри:

Відповідно діаметр та довжина центральної труби сепаратора складають:

$$d_T = 150\text{мм}; l_T = 0.5 \div 0.8\text{мм.}$$

Для досліджуваної системи пропонуються наступні розрахункові схеми, що представлені на рис. 2, 3 та 4.

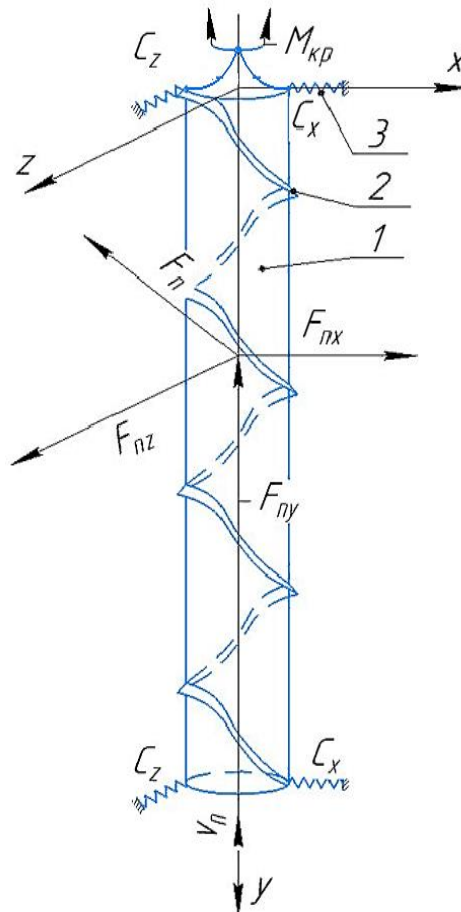


Рис. 2. Розрахункова схема віброаспіраційного сепаратора:
 1 – центральна труба розподільника; 2 – парусний елемент;
 3 – пружний елемент; $v_{п}$, $F_{п}$ – швидкість та сила тиску потоку повітря;
 C_x , C_z – жорсткості пружних елементів у напрямках осей ox та oz ;
 F_x , F_z , F_y – складові сили $F_{п}$; $M_{кр}$ – крутний момент, що виникає при
 обертанні центральної труби розподільника; r_T – радіус центральної
 труби

Очевидно, що основний вплив на якісні характеристики системи виявляє вібраційний крутний момент M_B , тому аналізуємо факторний простір навколо даного параметра.

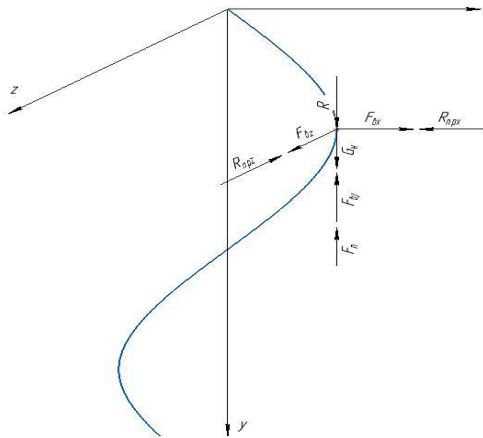


Рис. 3. Схема сил, що діють на насінину: 1 – насінина; 2 – траєкторія руху насінини; F_{bx}, F_{bz}, F_{by} – складові змушуючої сили F_b , що створює вібрації труби; $M_B = M_{кр}$ – крутний змушуючий момент; $G_{п}$ – сила ваги насінини; R – опір повітря; $R_{прx}, R_{прz}$ – пружні сили. парусний елемент;

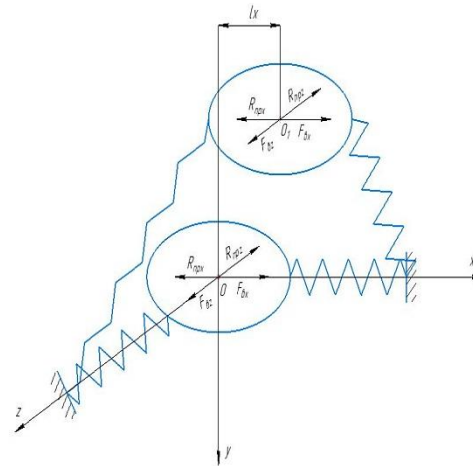


Рис.4. Схема лінійного зміщення центрального перерізу (що проходить через центр ваги O центральної труби): 1, 2 – переріз до та після зміщення; l_x, l_z – лінійне зміщення центрального перерізу по осям ox та oz .

Висновки. Розроблено розрахункову схему віброаспіраційного сепаратора, яка дозволяє досліджувати поділ насіння. Проаналізовані сили, що діють у процесі сепарації. Встановлено, що парусні елементи з пружними елементами у процесі розщеплені насіння відіграють важливу роль.

Література:

1. Експериментальні дослідження процесу очищення зерна в пневмовібровідцентровому сепараторі з удосконаленою аспіраційною камерою [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://dspace.kntu.kr.ua/jspui/bitstream/123456789/1593/1/48.pdf>

2. Чебанов А. Б. Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів пневмасепаратора рушанки ричини з пиловловлюючим пристроєм: автореф. дис. ... канд. тех. наук: 05.05.11 / А. Б. Чебанов; ТДАТУ. – Мелітополь, 2013. – 20 с.

3. Котов Б. І. Тенденції розвитку конструкцій машин та обладнання для очищення і сортування зерноматеріалів / Б. І. Котов, С. П. Степаненко, М. Г. Пастушенко // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвід. наук.-техн. збірник. – Кіровоград, 2003. – Вип. 33. – С. 53–59.

4. Fedirko, P., Krol, V., Kiurchev, S. [et al.]. (2017). *Materials science and metalworking: collective monograph*. Kraków: Kamianets–Podilskyi.

5. Кюрчев С. В. Аналіз методів збільшення врожайності сільськогосподарських культур та вимоги до сепаруемого матеріалу / С. В. Кюрчев, О. С. Колодій // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету / ВНАУ. – Вінниця, 2012. – Вип. 11, т. 2. – С. 322–327. – (Технічні науки).

6. Кюрчев С. В. Результаты исследования разработанного сепаратора семена с вертикальным аспирационным каналом / С. В. Кюрчев, О. С. Колодій // Motrol. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – 2014. – Vol. 16, № 2. – С. 322–329.

7. Пат. 86300 Україна, МПК⁵ В07В 1/28 (2006.01). Аеродинамічний сепаратор для насіння / С. В. Кюрчев, О. С. Колодій. – № u201307937; заявл. 21.06.13; опубл. 25.12.13, Бюл. № 24.

8. Пат. 102657 Україна, МПК⁵В07В 1/00(2015.01). Аеродинамічний сепаратор для насіння / С. В. Кюрчев, В. М. Малкіна, О. С. Колодій.– № u201504895 ;заявл. 19.05.15; опубл. 10.11.15, Бюл. № 21.

ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ПРИНЦИПА РАБОТЫ ВИБРОАСПИРАЦИЙНОГО СЕПАРАТОРА

Паламарчук И. П., Кюрчев С. В., Кюрчева Л. Н., Верхоланцева В. А.

Аннотация – работа посвящена исследованию подхода к сепарации масличных культур. Предложенная расчетная схема конструкции виброаспираторного сепаратора, которая позволяет описать процесс сепарации. Была выдвинута рабочая гипотеза о сепарации семенного материала. Рассмотрены автоколебательный режим движения центральной трубы распределителя. Исследованы линейные смещения центрального сечения. Приведенна схема сил, действующих на семя, а именно составляющие принудительной силы F_v , что создает вибрации трубы, крутящий принудительный момент, сила тяжести семена, сопротивление воздуха, упругие силы.

Установлено, что с помощью парусных элементов под углом 45° происходит разделение семян на среднюю и тяжелую фракцию. Парусные элементы расположены на трубе в аспирационном канале, размер которых составляет 10 мм. Эти парусные элементы позволяют усилить поток воздуха, который в свою очередь способствует лучшему разделению семян. С помощью упругих элементов, которые создают автоколебательные движения и возвращают трубу с парусными

элементами с различных углов способствуют процессу сепарации. Упругие элементы устанавливаются сверху и снизу, что в свою очередь позволяет трубе возвращаться и улучшить процесс разделения. Предложенная конструкция сепаратора вместе с этими упругими элементами и парусными элементами усиливают скорость воздуха и улучшают расщепление семян. Также установлено, что процесс сепарации в виброаспирационном сепараторе происходит с помощью пневмодинамических и гравитационных сил.

JUSTIFICATION OF THE CONSTRUCTION AND WORKING PRINCIPLE OF THE VIBROASPIRATION SEPARATOR

I. Palamarchuk, S. Kiurchev, L. Kiurcheva, V. Verkholtantseva

Summary

The paper is devoted to the study of the oilseed crop separation approach. The proposed design scheme of the vibration aspirator separator is described, which allows to describe the separation process. There was a work hypothesis regarding the separation of seed material. The autoclaving mode of the central tube of the distributor is considered. Investigation of the linear displacement of the central section. The diagram of the forces acting on the seeds is given, namely, the constituents of the coupling force F_v , which creates the vibration of the pipe, the twisting compressive moment, the weight of the seed, the air resistance, the elastic forces.

It is established that using sailing elements at an angle of 45°, the separation of seeds into medium and heavy fractions occurs. Sailing elements are located on the pipe in the aspiration channel, the size of which is 10mm. These sailing elements allow you to enhance the air flow, which in turn helps in better separation of seeds. With the help of elastic elements that create self-oscillating movements and turn the pipe with sailing elements at different angles, it helps to process the separation. The elastic elements are mounted from above and below, which in turn allows the pipe to come back and improve the separation process. The proposed design of the separator, together with these elastic elements and sailing elements, increases the air velocity, and make the seed splitting better. It has also been established that the separation process in the vibro-aspiration separator is carried out using the pneumodynamic and gravitational forces.

УДК 631.3–192:662.63

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ЗНОШУВАННЯ ПРЕЦИЗІЙНИХ ПАР ПАЛИВНИХ СИСТЕМ МОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ НА БІОДИЗЕЛІ

Журавель Д.П., д.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 44–02–74

Анотація – роботу присвячено дослідженню процесу зношування прецизійних пар паливних систем мобільної техніки при експлуатації на біодизеля з врахуванням середовища та умов експлуатації. Перехід мобільної техніки на біопаливо, основу якого становлять метаноли, потребує ретельного підходу до підбору матеріалів паливних та інших систем двигунів мобільної техніки. При зношуванні елементів паливних насосів наблюдається як механічний (абразивний) знос, так і ерозійний износ. Знос елементів паливних насосів збільшується за рахунок агресивності середовища біовуглеводневих рідин. Зношування залежить від часу простою техніки, що в результаті призводить до збільшення значень коефіцієнта зносу від 36% до 54 % в залежності від часу і періодичності простоїв. Особливо це відображається на сталях, які включають 1–3% хрома, як каталізатора вуглеводневого окислення.

Ключові слова–плунжерна пара, агресивність середовища, біодизель, паливна система, режим роботи.

Постановка проблеми. Ефективність сільськогосподарського виробництва значною мірою залежить від працездатності сільськогосподарської техніки (СГТ) в різних умовах експлуатації. Конструкційні матеріали з яких виготовлені деталі прецизійних пар паливних систем не призначені до роботи в середовищі біодизеля, тому для забезпечення працездатності їх роботи необхідно розробити комплекс заходів для адаптація в середовищі біологічних паливних.

Аналіз останніх досліджень. З усіх проблемних питань, пов'язаних з використанням біодизельного пального, найменш вивчені ті, які визначають надійність двигунів енергозасобів і експлуатаційних показників машино–тракторних агрегатів (МТА)

[1–6]. Їх вирішення можливе шляхом вивчення хімотологічних і триботехнічних властивостей метилових ефірів, а також визначення кількісного співвідношення сумішевих біодизельних паливних, при яких досягаються найкращі техніко–експлуатаційні показники МТА[7].

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Метою статті є удосконалення математичної моделі процесу зношування прецизійних пар паливних систем мобільної техніки при експлуатації на біодизелі з врахуванням середовища та умов експлуатації.

Основна частина. При зношуванні елементів прецизійних пар паливних насосів спостерігається як механічний (абразивний) знос, так і ерозійний знос. Знос прецизійних елементів паливних насосів збільшується за рахунок кислотної агресивності середовища біовуглеводневих рідин. Величина зносу в процесі роботи в середовищі біопалива залежить від часу простоїв мобільних енергетичних засобів і частоти їх зупинок. Особливо це позначається на сталях, що містять 1...3% хрому, як каталізатора водневого зкрихчування [2–4].

Знос деталей плунжерних пар можна представити сумою:

$$G = G_1 + G_2 + G_3 + G_4 + G_5, \quad (1)$$

де G – сумарний ваговий знос плунжера, мг;

G_1 – знос в результаті дії абразивних частинок з розмірами, дещо меншими величини зазору, мг;

G_2 – знос в результаті дії абразивних частинок, розмір яких істотно перевищує зазор плунжерної пари, мг;

G_3 – знос в результаті дії гідроабразивного потоку, мг;

G_4 – знос в результаті дії агресивного кислотного середовища, мг;

G_5 – знос в результаті змінного режиму роботи (простої), мг.

Зноси G_2 – G_5 мають набагато менші значення, ніж знос G_1 і виражаються у відсотках від нього.

Експериментально встановлено, що знос G_1 характеризується частинками, розмір d яких задовольняє умові $0 \leq d \leq 1,05 \dots 1,12\delta$, де δ – зазор у sprzęженні.

Розмір абразивного зерна і поверхнева твердість матеріалу поряд з тиском і за рахунок тертя відіграють важливу роль у механізмі зносу. У зв'язку з цим М.М. Хрущов і М.А. Бабічев [6] рекомендують для підрахунку зносу нерухомим абразивним зерном наступну формулу:

$$g = \gamma \cdot V_1, \quad (2)$$

де V_1 – об'ємний знос, мм³; γ – щільність досліджуваного матеріалу.

В зв'язку з тим, що на інтенсивність зношування прецизійних пар істотно впливає, як середовище так і режим експлуатації, то

необхідно в математичну модель ввести коефіцієнти агресивності середовища K_{ξ} і режиму роботи K_t .

Коефіцієнт середовища характеризує відношення кількості десорбованих частинок для різних металів в середовищі біодизеля і мінерального дизельного пального, який становить $K(\xi)=1,05\dots 1,12$, в залежності від матеріалів трибоспряжень.

Сутність коефіцієнту режиму роботи полягає в характеристиці величини ступеню об'ємного зносу від часу простою, що в подальшому дозволить нам використовувати при визначенні ресурсу тертових з'єднань, значення якого становить $K_t=0,78\dots 0,92$.

Таким чином об'ємний знос знаходимо за формулою:

$$V_1 = a_3 \cdot \frac{P \cdot S \cdot d}{H} \cdot K_{\xi} \cdot K_t^{-1}, \quad (3)$$

де a_3 – коефіцієнт, (1/м);

H – твердість металу, кГ/мм²;

d – розмір абразивного зерна, мм;

S – шлях тертя, м.

K_{ξ} – коефіцієнт агресивності середовища;

K_t – коефіцієнт режиму роботи.

В.В. Антіпов пропонує наступну формулу [1] для визначення зносу

$$G_1 = a_5 \cdot a_6 \cdot a_7 \cdot \frac{\gamma \cdot P \cdot S \cdot \delta \cdot N}{H} (a_{кв} + a_{гл}) \frac{Q_1}{Q} \cdot K_{(\delta)} \cdot K_{\xi} \cdot K_t^{-1} \quad (4)$$

де a_5 – коефіцієнт, що враховує форму абразивних частинок;

a_6 – коефіцієнт, що враховує кочення абразивних частинок;

a_7 – коефіцієнт пропорційності, 1/см;

γ – щільність матеріалу плунжера;

P – навантаження на одиничну абразивну частинку, кГ;

H – твердість металу плунжера, кГ/мм²;

δ – діаметральний зазор пари, мм;

S – шлях тертя, м;

Q_1 – витрати палива, см³/сек;

Q – витрата палива, см³/сек;

N – кількість подач палива за час роботи плунжера;

$a_{кв}$ – коефіцієнт, що враховує абразивні властивості кварцових частинок забруднень;

$a_{гл}$ – коефіцієнт, що враховує абразивні властивості частинок глинозему;

$K_{(\delta)}$ – середнє число абразивних частинок даної фракції (δ) в паливі за одну подачу.

K_{ξ} – коефіцієнт агресивності середовища;

K_t – коефіцієнт режиму роботи,

$$\text{або } G_1 = a_5 \cdot a_6 \cdot a_7 \cdot \gamma \cdot V_1 \cdot N \cdot \delta \cdot (a_{\text{кв}} + a_{\text{гл}}) \frac{Q_1}{Q_2} \cdot K_{(\delta)} \quad (5)$$

Величина зносу згідно даної формули залежить від об'єму металу, вилученого кожною абразивної частинкою. Цей об'єм залежить від розміру частинки і глибини її проникнення в матеріал.

За теорією Ташпулатова [1] знос за певний час роботи становить:

$$U = (V_{\text{др}} + \frac{V_{\text{пл}}}{n_p} \cdot \frac{n_{\text{абр}} \cdot K \cdot m \cdot T}{A_a}), \quad (6)$$

де $V_{\text{др}}$ – об'єм який утворився про проникненні частинок при подрібненні, мкм³;

$V_{\text{пл}}$ – об'єм, який бере участь у пластичній деформації, мкм;

n_p – число циклів, що призводять до руйнування матеріалу при пластичних деформаціях;

$n_{\text{абр}}$ – кількість абразивних частинок, штук;

K – коефіцієнт подрібнення;

M – число циклів за 1 годину роботи паливної апаратури;

T – час роботи паливної апаратури, год;

A_a – номінальна площа тертя.

Тут

$$V_{\text{др}} = (\frac{1}{6} \cdot \pi \cdot h_{\text{др}} [3 \cdot (2a)^2 + h_{\text{др}}^2]) \cdot K_{\xi} \cdot K_t^{-1}, \quad (7)$$

де $V_{\text{др}}$ – об'єм який утворився про проникненні частинок при подрібненні, мкм³;

$2a$ – довжина хорди, обумовлена глибиною проникнення і радіусом абразивної частинки, мкм;

$h_{\text{др}}$ – глибина проникнення частинки в матеріал поверхні тертя до подрібнення.

Об'єм металу, що піддається тільки пластичній деформації:

$$V_{\text{пл}} = V_{\text{деф}} - V_{\text{пр}} \quad (8)$$

$V_{\text{пр}}$ – об'єм, який бере участь у пружній деформації.

Загальний об'єм металу, що піддається пластичному і пружному деформуванню $V_{\text{деф}}$ розраховується з геометрії усіченого конуса, утвореного в результаті відносного ковзання і одночасного проникнення абразивної частинки в поверхню тертя:

$$V_{\text{деф}} = \frac{1}{3} FL, \quad (9)$$

де F – площа основи усіченого конуса, відповідного моменту подрібнення частинки, мкм²;

L – висота усіченого конуса, дорівнює глибині проникнення частинки в матеріал поверхні тертя, тобто $L = h_{\text{кін}}$.

Визначимо площу перерізу $F_{\text{пр}}$, відповідну переходу від пружної деформації до пластичної, допускаючи, що перехід відбувається при:

$$h = 0,01 \cdot R_{\text{абр}}.$$

З подоби усічених конусів отримаємо:

$$\frac{F_{\text{пр}}}{F} = \frac{V_{\text{пр}}}{V_{\text{деф}}} \text{ або } V_{\text{пр}} = \frac{F_{\text{пр}} \cdot F_{\text{деф}}}{F} \quad (10)$$

З рівнянь (6)...(10) маємо:

$$U = \left(\frac{1}{6} \pi \cdot h_{\text{др}} [3(2a)^2 + h_{\text{др}}^2] + \frac{(F \cdot h_{\text{кін}} - V_{\text{пр}})}{3n_p} \cdot \frac{K \cdot m \cdot T}{A_a} \cdot K_{\xi} \cdot K_t^{-1} \right) \quad (11)$$

Величина зносу також залежить від глибини проникнення абразивної частинки.

Для пластичного контакту коефіцієнт тертя розраховують за формулою [1,7]:

$$f = \frac{\tau_0}{c \cdot \sigma_s} + \beta + 0,4 \sqrt{\frac{h_{\text{кін}}}{R_{\text{вн}}}} \cdot K_{\xi}^{-1} \cdot K_t, \quad (12)$$

де τ_0 – межа міцності на зріз адгезійних зв'язків;

c – коефіцієнт форми одиничної нерівності;

σ_s – межа текучості матеріалу;

β – п'єзокоефіцієнт, що характеризує збільшення міцності на зріз від нормального тиску;

$h_{\text{кін}}$ – глибина проникнення абразивної частинки;

$R_{\text{вн}}$ – радіус вхідного виступу.

Величина $\frac{\tau_0}{c \cdot \sigma_s} + \beta$ – адгезійна складова коефіцієнта тертя.

З формули (12) можна виразити значення глибини проникнення частинки:

$$h_{\text{кін}} = 6,25 R_{\text{вн}} \left(f \cdot K_{\xi}^{-1} \cdot K_t - \left(\frac{\tau_0}{c \cdot \sigma_s} + \beta \right) \right)^2 \quad (13)$$

Як можна бачити, згідно з формулою (13) глибина проникнення частинки в матеріал поверхні тертя залежить від коефіцієнта тертя і форми абразивної частинки.

При додаванні в дизельне паливо біодизеля коефіцієнт тертя в спряженні зменшується, отже, повинна зменшуватися $h_{\text{кін}}$, так як на форму абразивної частинки біорідина не впливає. Тому можна зробити висновок, що зниження коефіцієнта тертя при абразивній взаємодії відбувається за рахунок зменшення глибини проникнення частинки в поверхню металу.

Знос поверхні тертя в процесі абразивного зношування прецизійних пар дизельної паливної апаратури представимо у вигляді функції:

$$U = f(T, n, V_{\text{абр}}), \quad (14)$$

де U – об'ємний знос поверхні тертя, мм³;

T – час роботи спряження, годин;

V – об'єм матеріалу, вилученого однією абразивною частинкою, мм³;

n – кількість абразивних частинок, що проходять через

спряження за одиницю часу, шт/год.

Тут V залежить від глибини проникнення абразивної частинки в матеріал поверхні тертя.

Характерні два випадки проникнення абразивної частинки в матеріал поверхні тертя: частинка під тиском проникає в поверхню тертя (пластична деформація, (рис. 1); частинка під тиском проникає в поверхню тертя і переміщується, залишаючи подряпину (рис. 1).

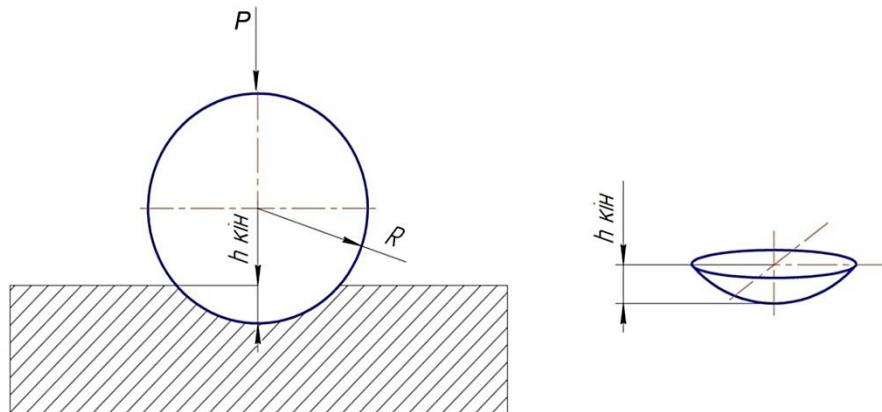


Рис. 1. Розрахункова схема для визначення об'єму проникнення абразивної частинки в поверхню тертя

При цьому приймаємо наступні обмеження:

- абразивна частинка має форму кулі зі сферичною поверхнею проникнення;
- об'ємний знос дорівнює об'єму частини абразивної частинки, яка проникла в матеріал;
- проникнення абразивної частинки є постійним на всьому шляху її переміщення.

Розглянемо перший випадок.

Об'єм проникнення частини абразивної частинки в поверхню тертя можна розрахувати за формулою:

$$V = \pi \cdot H^2 \left(R - \frac{H}{3} \right), \text{мм}^3, \quad (15)$$

де R – радіус проникаючої частинки, мм;

H – висота проникаючої частини, мм.

Прийнявши $H = h_{\text{кін}}$, запишемо формулу (15) у вигляді:

$$V = \pi \cdot h_{\text{кін}}^2 \left(R - \frac{h_{\text{кін}}}{3} \right), \text{мм}^3, \quad (16)$$

Запишемо вираз для визначення зносу у вигляді:

$$U = x \cdot V \cdot n \cdot T, \text{мм}^3, \quad (17)$$

де x – коефіцієнт пропорційності.

Підставивши формулу (17) у вираз (16), отримаємо:

$$U = x \cdot n \cdot T \cdot \pi \cdot h_{\text{кін}}^2 \left(R - \frac{h_{\text{кін}}}{3} \right) \quad (18)$$

Для пластичного контакту коефіцієнт тертя розраховують за

формулою (12):

$$f = \frac{\tau_0}{c \cdot \sigma_S} + \beta + 0.4 \sqrt{\frac{h_{\text{кін}}}{R_{\text{ВН}}}}, \quad (19)$$

З формули (19) можна виразити значення глибини проникнення частинки:

$$h_{\text{кін}} = 6,25 R_{\text{ВН}} \left(f \cdot K_{\xi}^{-1} \cdot K_t - \left(\frac{\tau_0}{c \cdot \sigma_S} + \beta \right) \right)^2 \quad (20)$$

Таким чином залежність (20) показує, що глибина проникнення частинки в матеріал поверхні тертя залежить від коефіцієнта тертя і форми абразивної частинки.

В умовах постійного змащування поверхонь тертя сумішевим мінерально-рослинним паливом поверхневі адгезійні зв'язки вступають в реакцію з поверхнево-активними частинками органічного походження, які надходять в середовище з біопаливом, в результаті чого утворюється демпферна плівка. Ця плівка перешкоджатиме адгезійному контакту тертьових поверхонь, отже, адгезійною складовою можна знехтувати. Такі ж висновки наведені в роботі [1].

Звідси

$$h_{\text{кін}} = 6,25 \cdot R \cdot f^2 \cdot K_{\xi}^{-1} \cdot K_t, \text{ мм} \quad (21)$$

Підставимо вираз (21) у формулу (18) і після ряду перетворень одержимо:

$$U = 122,656 \cdot x \cdot n \cdot T \cdot R^3 \cdot f^4 (1 - 208f^2), \text{ мм}^3 \quad (22)$$

Перетворимо вираз (1.22), ввівши коефіцієнт Ψ_1 :

$$U = \Psi_1 \cdot f^4 (1 - 208f^2), \text{ мм}^3, \quad (23)$$

де $\Psi_1 = 122,656 \cdot x \cdot n \cdot T \cdot R^3, \text{ мм}^3$.

Коефіцієнт Ψ_1 характеризує вплив на параметри тертя геометричних розмірів абразивних частинок, їх кількість, що потрапляє в спряження за одиницю часу, і час роботи спряження.

Розглянемо другий випадок. Виразимо сумарний знос від проникнення частинки і її переміщення з утворенням подряпини у вигляді:

$$U = U_1 + U, \quad (24)$$

де $U_1 = \Psi_1 \cdot f^4 (1 - 208f^2), \text{ мм}^3$ – знос при проникненні частинки в поверхню тертя і пластичної деформації;

U_2 – знос при переміщенні частинки з утворенням подряпини.

Об'єм матеріалу, що видаляється з поверхні тертя однією частинкою, розрахуємо за формулою:

$$V = S \cdot l \cdot K_{\xi}^{-1} \cdot K_t, \text{ мм}^3, \quad (25)$$

де S – площа сегмента, мм^2 ; l – шлях тертя, мм .

Площа сегмента визначається за формулою:

$$S = \left(\frac{\pi \cdot R^2}{360} \cdot \alpha - S_{\Delta} \right) \cdot K_{\xi}^{-1} \cdot K_t, \text{ мм}^2, \quad (26)$$

де S_{Δ} – площа трикутника ABC (рис. 2):

$$S_{\Delta} = \frac{1}{2} \cdot R^2 \cdot \sin \alpha, \text{ мм}^2, \quad (27)$$

Виразимо радіус проникаючої частинки R через глибину проникнення частинки $h_{\text{кін}}$:

$$R = \frac{h_{\text{кін}}}{1 - \cos \frac{\alpha}{2}}, \text{ мм}, \quad (28)$$

Тоді,
$$S_{\Delta} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{h_{\text{кін}}}{1 - \cos \frac{\alpha}{2}} \right)^2 \cdot \sin \alpha, \text{ мм}^2, \quad (29)$$

або після перетворень

$$S_{\Delta} = h_{\text{кін}}^2 \cdot \frac{0,5 \sin \alpha}{(1 - \cos \frac{\alpha}{2})^2}, \text{ мм}^2. \quad (30)$$

Підставивши вираз (30) у формулу (25) і після перетворень отримаємо:

$$S = h_{\text{кін}}^2 \cdot \left(\frac{\alpha \cdot \pi}{360 \cdot (1 - \cos \frac{\alpha}{2})^2} - \frac{\sin \alpha}{2 \cdot (1 - \cos \frac{\alpha}{2})^2} \right), \text{ мм}^2 \quad (31)$$

Підставимо у вираз (31) вираз (21) і після перетворень отримаємо:

$$S = 6,25 \cdot R^2 \cdot f^4 \cdot \left(\frac{\alpha \cdot \pi}{360 \cdot (1 - \cos \frac{\alpha}{2})^2} - \frac{\sin \alpha}{2 \cdot (1 - \cos \frac{\alpha}{2})^2} \right), \text{ мм}^2 \quad (32)$$

Визначимо об'єм матеріалу, вилученого однією частинкою:

$$V = 6,25 \cdot R^2 \cdot f^4 \cdot \left(\frac{\alpha \cdot \pi}{360 \cdot (1 - \cos \frac{\alpha}{2})^2} - \frac{\sin \alpha}{2 \cdot (1 - \cos \frac{\alpha}{2})^2} \right) \cdot l, \text{ мм}^3 \quad (33)$$

Знос U_2 визначимо за формулою:

$$U_2 = 6,25 \cdot x \cdot n \cdot T \cdot l \cdot R^2 \cdot \left(\frac{\alpha \cdot \pi}{360 \cdot (1 - \cos \frac{\alpha}{2})^2} - \frac{\sin \alpha}{2 \cdot (1 - \cos \frac{\alpha}{2})^2} \right) \cdot f^4, \text{ мм}^3 \quad (34)$$

Введемо коефіцієнт Ψ_2 :

$$\Psi_2 = 6,25 \cdot x \cdot n \cdot T \cdot l \cdot R^2 \cdot \left(\frac{\alpha \cdot \pi}{360 \cdot (1 - \cos \frac{\alpha}{2})^2} - \frac{\sin \alpha}{2 \cdot (1 - \cos \frac{\alpha}{2})^2} \right), \text{ мм}^3. \quad (35)$$

Коефіцієнт Ψ_2 характеризує вплив на параметри тертя геометричних розмірів абразивних частинок, їх кількість, що потрапляє в спряження за одиницю часу, і час роботи спряження при русі абразивних частинок у сполученні, що супроводжується мікрорізнанням.

Тоді,
$$U_2 = \Psi_2 \cdot f^4, \text{ мм}^3. \quad (36)$$

Сумарний знос від проникнення частинки в поверхню тертя і її переміщення з утворенням подряпини буде виражатися такою формулою:

$$U = f^4 \cdot [\Psi_1 \cdot (1 - 2,08f^2) + \Psi_2 \cdot f^4], \text{ мм}^3. \quad (37)$$

У розглянутих випадках залежність графічно буде виражатися кривою, представленою на рис. 2.

З формул (23) і (37) видно, що на величину зносу спряження впливають не тільки умови роботи деталей (кількість і розмір частинок, час роботи), а й умови змащування спряження.

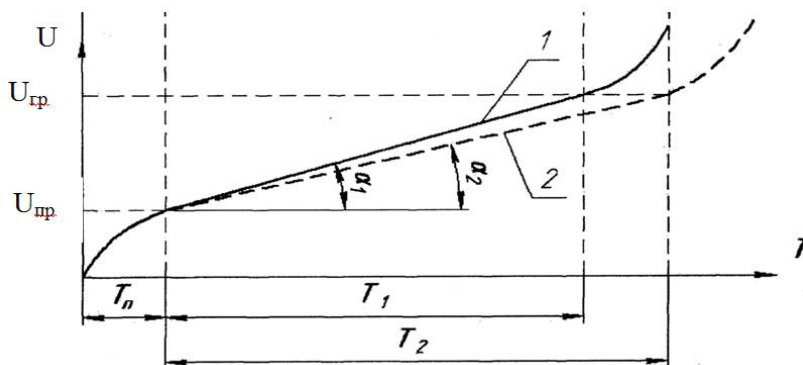


Рис. 2. Прогнозування ресурсу T в залежності від режиму роботи вузлів і агрегатів

- 1 – при змащуванні деталей прецизійної пари біодизеля (з простоями)
2 – при змащуванні деталей прецизійної пари біодизеля (без простоїв)

Для характеристики умов змащування введемо коефіцієнт абразивної агресивності мастильного середовища $k[1]$.

Коефіцієнт абразивної агресивності змащувального середовища – це відношення коефіцієнта тертя в сполученні при змащуванні сумішевим мінерально–рослинним паливом до коефіцієнта тертя в спряженні при змащуванні еталонним мастильним матеріалом. У нашому випадку за еталонний мастильний матеріал приймаємо товарне літнє дизельне паливо за відсутності абразивних забруднень.

$$k = \frac{f}{f_e}, \quad (38)$$

де f – коефіцієнт тертя в сполученні при змащуванні сумішевим мінерально–рослинним паливом;

f_e – коефіцієнт тертя в сполученні при змащуванні еталонним мінеральним паливом.

Коефіцієнт абразивної агресивності дозволяє визначати трибологічні властивості мастильного середовища виходячи зі складу сумішевого мінерально–рослинного палива і наявності абразивних домішок, а також змінювати їх, наближаючи трибологічні якості сумішевого мінерально–рослинного палива до еталонного залежно від умов роботи.

У такому випадку знос буде виражатися формулою:

$$U = k^4 \cdot f_3^4 [\Psi_1 \cdot (1 - 2,08k^2 \cdot f_2^4) + \Psi_2], \text{ мм}^3, \quad (39)$$

де k – коефіцієнт абразивної агресивності змащувального середовища.

Для прогнозування ресурсу прецизійних пар СГТ при

періодичному режимі експлуатації (з простоями) необхідно враховувати коефіцієнт режиму роботи $K(t)$.

У цьому випадку отримаємо графічні залежності ресурсу T в залежності від режиму роботи вузлів і агрегатів, застосовуючи принцип надійності – мінімуму градієнта параметру, які наведені на рис. 2.

За час роботи T_1 прецизійних пар (з простоями) в середовищі біодизеля здійснюється зношування деталей до граничного зносу, що відповідає критерію об'ємного зносу U_1 .

За такий же час роботи T_2 прецизійних пар (без простоїв) в середовищі біодизеля здійснюється зношування деталей до граничного зносу, що відповідає критерію об'ємного зносу U_2 .

Встановлено, що зміна розмірів деталей прецизійних пар відбувається нерівномірно по поверхні тертя і не постійна в часі. Ресурс прецизійних пар визначається граничним зносом трибоспряжень і співвідношенням параметрів нормальної роботи.

Ресурс деталей прецизійних пар при експлуатації на біодизеля (з простоями) визначається із рівняння:

$$T_1 = \frac{U_{zp} - U_{np}}{tg \alpha_1}, \text{ мото-год,} \quad (41)$$

де U_{zp} – граничний знос деталей, мкм;

U_{np} – знос при припрацюванні (обкатці) прецизійних пар, мкм;

U_1 – швидкість зношування деталей прецизійних пар (з простоями), мкм/мото-год.

Ресурс деталей прецизійних пар (без простоїв), що працює при змащуванні біодизеля, визначається із рівняння:

$$T_2 = \frac{U_{zp} - U_{np}}{tg \alpha_2}, \text{ мото-год.} \quad (42)$$

де $tg \alpha_2 = U_2$ – швидкість зношування деталей прецизійних пар в середовищі біодизеля (без простоїв), мкм/мото-год.

Отже, при збільшенні $K(t)$ збільшується $tg \alpha$. Таким чином, існує можливість збільшення ресурсу прецизійних пар шляхом, як підбору складу сумішевих біопальних, так і регулювання режиму роботи функціональних систем СГТ.

Висновки. Встановлено, що внаслідок застосування біопальних щорічно відмовляють додатково 15...20 % сільськогосподарської техніки, яка експлуатується в Україні. Доведено що біодизель по відношенню до конструкційних матеріалів є більш агресивним в порівнянні із дизельним паливом. Це пояснюється виникненням вільного водню на поверхні матеріалів, який сприяє створенню окисних плівок та проникнення водню в поверхневі шари металу, який сприяє водневому зношенню. Невілювання цих негативних

явищ можливо за рахунок зменшення в біодизелі кількості метанолу.

Підвищити ресурс сільськогосподарської техніки при роботі на біологічному пальному, можливо за рахунок промивки мінеральним паливом всієї паливної системи. Цим самим виключається шкідливий вплив метанолу на метали в процесі простоїв вузлів і агрегатів.

Як показали проведені дослідження, збільшити ресурси роботи сільськогосподарської техніки можливо за рахунок застосування матеріалів деталей сполучень, що контактують з біологічними паливними, які мають підвищену стійкість до ефірів метанолу.

Література:

1. Быченин А. П. Повышение ресурса плунжерных пар топливного насоса высокого давления тракторных дизелей применением смесового минерально–растительного топлива: дис... канд. техн. наук: 05.20.03 / А. П. Быченин. – Пенза, 2007. – 173 с.

2. Журавель Д. П. Вплив біопалива на знос матеріалів паливної апаратури двигунів мобільної техніки / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинський, С. В. Кюрчев // Науковий вісник Луганського національного аграрного університету: зб. наук. праць / ЛНАУ. – Луганськ, 2010. – № 3. – С. 96–99.

3. Журавель Д. П. Вплив меркаптанів біопального на водневе зношування поверхонь тертя / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинський // Вісник Львівського національного аграрного університету: зб. наук. праць / Львівський НАУ. – Львів, 2009. – № 13, т. 2. – С. 182–189. – (Агроінженерні дослідження).

4. Журавель Д. П. Моделирование процесса изнашивания прецизионных соединений топливных систем ДВС, работающих в среде биотоплива / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинский, В. А. Коломоец // Науковий вісник Луганського національного аграрного університету. – Луганськ, 2011. – № 29. – С. 380–389.

5. Журавель Д. П. Исследования видов изнашивания деталей топливной аппаратуры в среде биоуглеводородных жидкостей / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинский, В. А. Коломоец // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету / ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Вип. 12, т. 1. – С. 62–67.

6. Хрущев М. М. Исследование изнашивания металлов / М. М. Хрущев, М. А. Бабичев. – М.: Изд. АН СССР, 1960. – 351 с.

7. Журавель Д. П. Методологія оцінки надійності мобільної сільськогосподарської техніки при експлуатації на різних видах паливо–мастильних матеріалів / Д. П. Журавель // Вісник Сумського національного аграрного університету / СНАУ. – Суми, 2016. – Вип. 10/3 (31). – С. 66–72. – (Механізація та автоматизація виробничих процесів).

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ИЗНОСА ПРЕЦИЗИОННЫХ ПАР ТОПЛИВНЫХ СИСТЕМ МОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ НА БИОДИЗЕЛЕ

Журавель Д.П.

Аннотация – работа посвящена исследованию процесса изнашивания прецизионных пар топливных систем мобильной техники при эксплуатации на биодизеле с учетом среды и условий эксплуатации. Переход мобильной техники на биотопливо, основу которого составляют метанола, требует тщательного подхода к подбору материалов топливных и других систем двигателей мобильной техники. При износе элементов топливных насосов наблюдается как механический (абразивный) износ, так и эрозионный износ. Износ элементов топливных насосов увеличивается за счет агрессивности среды биоуглеводородных жидкостей. Износ зависит от времени простоя техники, что в итоге приводит к увеличению значений коэффициента износа от 36% до 54% в зависимости от времени и периодичности простоев. Особенно это отражается на сталях, которые включают 1–3% хрома, как катализатора углеводородного охрупчивания.

MODELING OF THE PROCESS OF THE PRESIDENTIAL SOFTWARE OF FUEL SYSTEMS OF MOBILE EQUIPMENT AT THE USE OF BIODIESEL

D. Zhuravel

Summary

The work is devoted to the study of the process of wearing precision pairs of mobile equipment during operation on biodiesel, taking into account the environment and operating conditions.

The transition of mobile technology to biofuels, which are based on methanol, requires a careful approach to the selection of materials for fuel and other systems of engines of mobile technology. When the fuel pump elements are worn, both mechanical (abrasive) wear and erosion wear are observed. The wear of fuel pump elements is increased due to the aggressiveness of the environment of biocarbon liquids. Depreciation depends on the downtime of equipment, which ultimately leads to an increase in the values of the coefficient of wear from 36% to 54% depending on the time and frequency of downtime. This is especially reflected in steels, which include 1–3% chromium as a hydrocarbon embrittlement catalyst.

УДК 631.37

**ОБГРУНТУВАННЯ МЕТОДІВ ВИЗНАЧЕННЯ
ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПОКАЗНИКІВ ДВИГУНІВ
ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ
МАШИННО–ТРАКТОРНИХ АГРЕГАТІВ**

Сосик А.Ю., к.т.н.,

Дударенко О.В., к.т.н.,

Щербина А.В., к.т.н.,

Артюх О.М., к.т.н.

Запорізький національний технічний університет

Тел. (061) 764–26–47

Анотація – в роботі представлено результати досліджень щодо можливості створення пересувного діагностичного комплексу. Комплекс призначено для експериментального визначення експлуатаційних показників двигунів внутрішнього згоряння машинно–тракторних агрегатів сільськогосподарської техніки в умовах організації сервісного обслуговування.

Представлена концепція і дизайн – це мобільний динамометричний причіп. Динамометрування здійснюється електричним ретардером, як найбільш популярною конфігурацією з блоком повітряного охолодження і вимірювальною системою з тензодатчиком. Основні переваги цього сповільнювача – характеристика гальмівного моменту вже при швидкості обертання ротора близько 400 хв–1, система повітряного охолодження з лінійною залежністю поглинання від температури і можливість зміни величини гальмівного моменту при підключенні різної кількості пар обмоток статора.

Комплекс знижує витрати і клієнта, і компанії, що здійснює сервісне обслуговування.

Ключові слова – регуляторна характеристика, тягове зусилля, причіпна ланка, обертальний момент, вал відбору потужності.

Постановка проблеми. У зв'язку з необхідністю підвищення рівня механізації сільськогосподарського рівня виробництва, виникає необхідність у застосуванні великогабаритної тракторної техніки

п'ятого, шостого та сьомого класів. Сучасні сільськогосподарські трактори, навісне та причіпне обладнання у співпраці з системами навігації надають можливість впровадження мінімальних схем експлуатаційних витрат під час виконання сільськогосподарських робіт.

Головною особливістю впровадження сучасних машинно–тракторних агрегатів (МТА) високих класів є висока ступінь універсальності. В умовах обмеження рівня механізації сільськогосподарських господарств України, що пов'язано з економічним станом, навантаження на одиницю техніки максимальне, а режим експлуатації, як правило, цілодобовий.

Ці фактори примушують під час організації сервісного обслуговування МТА приділяти багато уваги якісній діагностиці з метою визначення технічного стану та переліку робіт з поточного ремонту.

Аналіз останніх досліджень. Складність сучасної сільськогосподарської техніки, її висока вартість і енергонасиченість висувають на передній план проблему підвищення ефективності використання МТА. Дана проблема не є новою і ускладнюється з появою техніки більш високих класів [1].

Підвищення ефективності використання МТА за рахунок оптимізації режимів роботи на основі безперервного контролю інтенсивності зміни його експлуатаційних параметрів розглянув в своїй роботі Калачін С. В. [2].

Іншаков А. П. розробив систему нових математичних моделей аналізу і оцінки енергетичного стану МТА в умовах їх експлуатації; вирішив завдання алгоритмізації енергоспоживання в МТА, як в динамічних системах [3].

Оптимальне керування режимами функціонування МТА для умов нестационарного ймовірнісного навантаження у вигляді встановлених значень екстремальних навантажувальних режимів і допустимого часу виходу поточних значень контрольованих експлуатаційних параметрів тракторів за кордон настановних допусків на рівень настройки розглянув в своїй роботі Глотов С. В. [4].

Але в сучасних дослідженнях недостатньо повно розкрити питання щодо практичного визначення експлуатаційних характеристик двигуна МТА в польових умовах.

Мета роботи. Визначити можливість впровадження у систему сервісного обслуговування навантажувального стенду для визначення експлуатаційних показників двигуна внутрішнього згорання машинотракторного агрегату.

Основна частина. Головним показником роботи МТА є реалізація тягового зусилля на гаку, що, безумовно, залежить від

технічного стану силової установки та трансмісії. Умови експлуатації при виконанні сільськогосподарської роботи вимагають забезпечення постійних режимів руху при змінних умовах навантаження [5].

Впровадження методів щодо визначення технічного стану двигуна внутрішнього згоряння є важливим кроком в організації сервісного обслуговування сільськогосподарської техніки. В сучасному тракторобудуванні це питання визначено двома шляхами:

– лабораторні випробування, які передбачають демонтаж двигуна з подальшим встановленням на стенд з гальмівним пристроєм та моделюванням навантажувальних режимів. Впровадження даного типу випробувань доцільно лише в умовах застосування поточної схеми агрегатних ремонтів, де головною метою застосування стенду є перевірка експлуатаційних показників двигуна після проведення капітального або поточного ремонту на відповідність вимогам заводу–виробника;

– лабораторно–польові випробування (ЛПВ), які передбачають визначення експлуатаційних показників силового агрегату безпосередньо на машинотракторному агрегаті.

Проведення ЛВП можливо двома способами – динамометруванням на причіпному пристрої та динамометруванням через вал відбору потужності. Динамометрування застосовується як при виконанні дослідницьких робіт, так і при експлуатації машин в робочих умовах, для комплектування тракторних агрегатів, встановлення норм виробітку і витрати пального, а також для забезпечення контролю за технічним станом тракторів та сільськогосподарських машин, правильності їх регулювання[6].

Під час організації сервісного обслуговування, найбільший інтерес виникає до лабораторно–польових випробувань. Однак, слід відзначити, що спосіб динамометрування з використанням причіпної ланки або зняття не придатний для системи сервісного обслуговування, бо кількість факторів, які впливають на машинотракторний агрегат під час вимірів, можуть суттєво змінювати картину отриманих результатів. Цей спосіб, як правило, відображає опір навісного обладнання по відношенню до машинотракторного агрегату.

Аналіз сучасного ринку засобів динамометрування показує, що найбільш доцільним способом для визначення експлуатаційних характеристик є застосування пересувних мобільних динамометрів, які оперують обертальним моментом валу відбору потужності (ВВП) (рис. 1).

Перевагою таких динамометрів є можливість до вільного пересування від одного агрегату до іншого та широкий діапазон модельного ряду, що підлягає діагностичній дії.



Рис. 1. Динамометр мобільний: а) Forment, б) DYNOmetro

Для приводу МВП виробники, як правило, використовують незалежні одно чи двох швидкісні приводи (New Holland, Shibaura, CASE, Carraro) або залежні (MasseyFerguson). Завдяки прямому механічному приводу від двигуна до валу відбору потужності, використання цього елемента, як контрольної ланки, є достатньо перспективним напрямком.

Головним питанням при впровадженні пересувного динамометричного стенду є необхідність визначення типу навантажувального пристрою, що повинен відповідати декільком вимогам:

- мінімальні масово габаритні показники;
- незалежність від зовнішнього енергопостачання;
- універсальність;

Зазвичай застосовуються два типи:

- гідравлічний гальмівний пристрій;
- електричний гальмівний пристрій.

Найбільш поширеними гідравлічними гальмівними пристроями (ретардерами) є продукти виробництва фірми Voith.

Недоліками конструкції гідравлічного ретардери, що обмежує можливість використання його як навантажувального пристрою є:

- неможливість реалізації робочого гальмівного моменту на швидкостях обертання менше ніж 1000хв^{-1} ;
- необхідність проектування та застосування системи охолодження з автоматичним керуванням;
- вимірювання гальмівного моменту можливе лише датчиком обертального моменту на приводному валу, що значно завищує вартість проекту;
- ускладнене регулювання системою за рахунок чутливості до температури робочої рідини.

Перелічені фактори дійсно ускладнюють можливість реалізації проекту з впровадження навантажувального стенду. Фінансова

складова в даному випадку значно перевищує можливі витрати у разі застосування альтернативного електричного гальма.

Електричні ретардери впроваджені у виробництво фірмами TELMA (рис. 2), JACOBS та інші. Їх використання широко поширене на вантажних транспортних засобах у якості додаткового гальмівного пристрою.

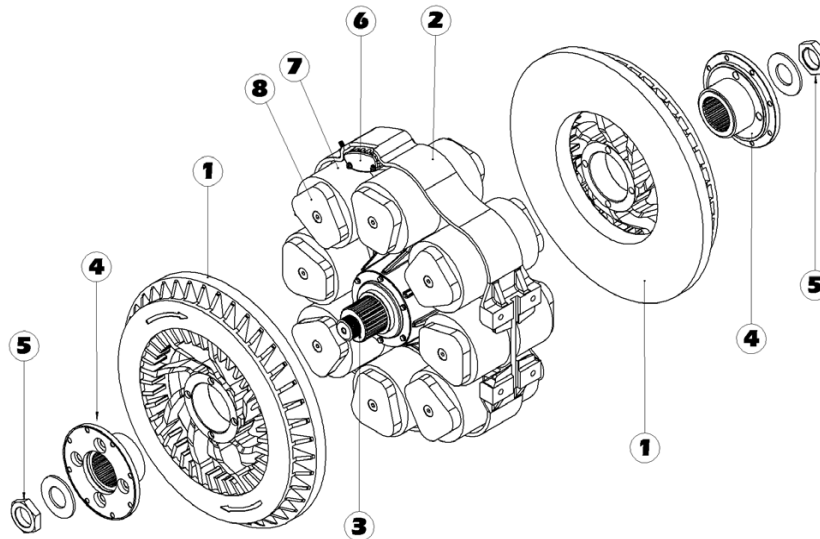


Рис. 2. Загальний вигляд електромагнітного гальма (ретардер):

- 1 – ротор; 2 – статор; 3 – вал центральний з підшипником;
- 4 – фланець; 5 – гайка контрольна; 6 – термінал підключення;
- 7 – обмотка; 8 – дистанційна шайба

Головною перевагою наведеного ретардери є:

- характеристика гальмівного моменту, що максимально реалізована вже на обертах ротора близько 400хв^{-1} ;
- повітряна система охолодження, що має лінійну залежність поглинаючої потужності від температури;
- можливість визначення гальмівного моменту за рахунок спрощеної схеми з тензOMETричним датчиком;
- можливість зміни величини гальмівного моменту шляхом підключення різної кількості пар обмоток статора.

Характеристики електромагнітного гальма TELMA 500 представлено на рисунку 3.

Динамометрування машино–тракторних агрегатів планується запровадити групою компаній «ПолеТехніка». А саме ТОВ «Бізон–Імпорт» під час сервісного обслуговування машинно–тракторних агрегатів бренду “NewHolland”. Найбільш поширеним МТА цього бренду є моделі Т8.390 та Т8.410, де встановлено двигуни IVECO Cursor 9L FPT з робочим об’ємом близько 8,7л та трансмісією типу PST.

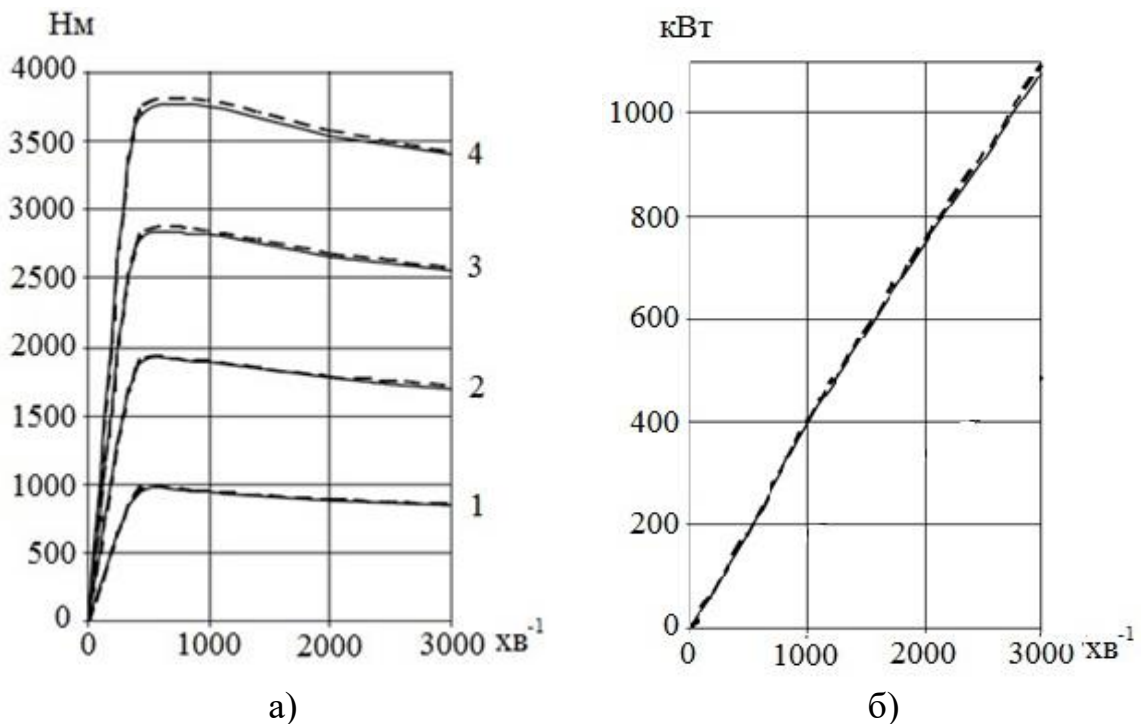


Рис. 3. Характеристики електромагнітного гальма TELMA 500: а) залежність гальмівного моменту від обертів ротору при різній кількості підключених пар обмоток; б) залежність поглинаючої потужності від обертів при різних температурних режимах

Зовнішню швидкісну характеристику для обертового моменту двигуна Cursor 9L FPT наведено на рисунку 4. Величина максимального реалізуемого моменту при обертах двигуна 1800 хв^{-1} , дорівнює близько 1800 Нм .

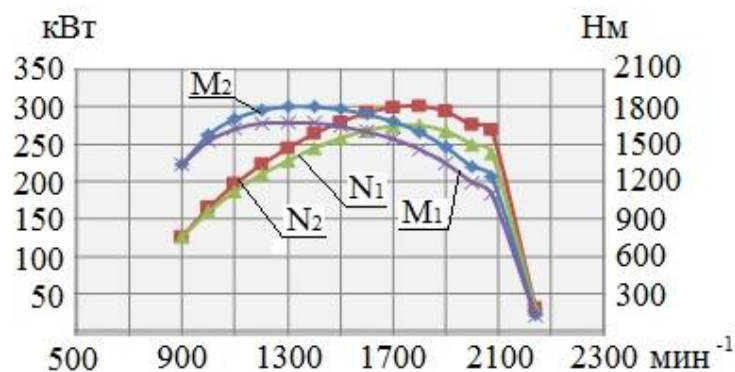


Рис. 4. Зовнішня швидкісна характеристика двигуна IVECO Cursor 9LFPT

Оскільки МТА обладнано залежним приводом валу відбору потужності з передавальним числом 1,8, максимальний обертовий момент на валу відбору потужності буде близько 3240 Нм . У цьому разі електричний навантажувальний пристрій повністю перекриває

гальмівним моментом момент, що реалізовано на ВВП.

Чисельне та якісне визначення величини гальмівного моменту – це питання, що визначає доцільність впровадження навантажувального стенду в цілому.

Найбільш поширена схема – це застосування тензометричного датчику за умови, що статор має свободу переміщення навколо своєї вісі, а ротор пов'язано з ВВП (рис. 5).

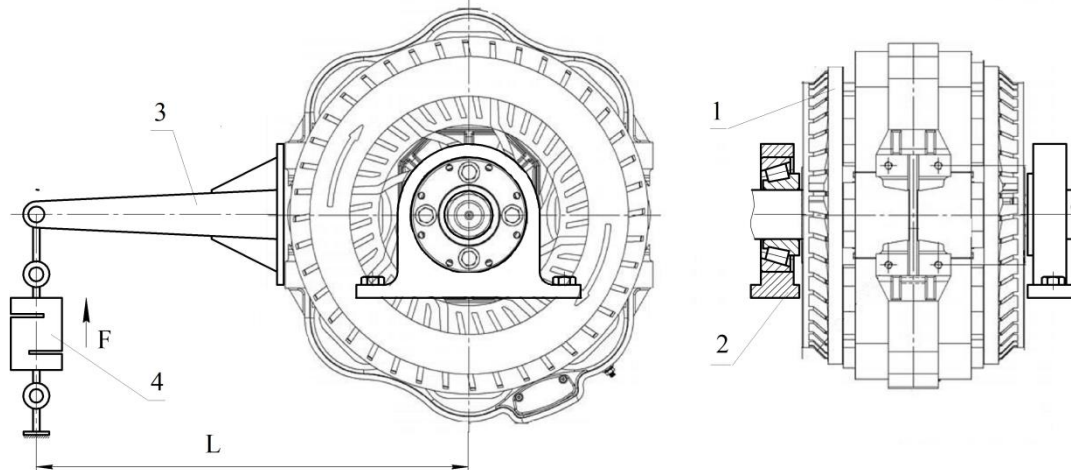


Рис. 5. Навантажувально–вимірювальний комплекс та його складові:
1 – ретардер; 2 – опора; 3 – вимірювальний ричаг; 4 – датчик тензометричний; L – плече дії гальмівного моменту; F – сила, що фіксується тензометричним датчиком

Необхідною умовою коректного визначення величини гальмівного моменту є врахування конструктивних параметрів ретардери, а саме моменту інерції обертальних мас. Для обраного типу навантажувального пристрою (CFK 500), момент інерції ротора складає 4,74кгм².

Принцип розрахунку величини відхилення вимірної потужності легко пояснюваний фізично. Стосовно до обертального руху, другий закон Ньютона має наступний вигляд:

$$\bar{\varepsilon}(t) = \frac{\bar{M}(t)}{J}, \quad (1)$$

де $\varepsilon(t)$ – вектор кутового прискорення, (рад/с²);
 $M(t)$ – вектор моменту, імпульс ротора, (Н м);
 J – момент інерції ротора, (кгм²);
 t – час, с.

Таким чином, момент, що вплине на показник точності вимірювання, розраховується за залежністю:

$$\bar{M}(t) = \bar{\varepsilon}(t) \cdot J. \quad (2)$$

Вектор кутового прискорення визначається експериментально для наданого типу двигуна, шляхом підключення осцилографу та діагностичного комплексу до датчика положення колінчастого валу.

Висновки. Аналіз можливості впровадження методів визначення технічного стану двигунів внутрішнього згорання машинотракторних агрегатів в польових умовах потребує реалізації пересувного динамометричного стенду з електричним навантажувальним пристроєм повітряного охолодження. Точність вимірювання визначається врахуванням моментів інерції обертальних мас під час вимірювання.

Діагностичний комплекс направлено на мінімізацію затрат як зі сторони споживача, так і зі сторони компанії, яка здійснює сервісне обслуговування.

Література:

1. Зангиев А. А. Эксплуатация машинно–тракторного парка / А. А. Зангиев, А. В. Шпилько, А. Г. Левшин. – М.: Колос, 2008. – 320 с.
2. Калачин С. В. Оптимизация параметров и режимов работы МТА / С. В. Калачин // Тракторы и сельхозмашины. – 2009. – № 7. – С. 31–33.
3. Иншаков А. П. Обеспечение энергетической эффективности машинно–тракторных агрегатов / А. П. Иншаков. – Саранск : Изд–во Мордов. ун–та, 2003. – 116 с.
4. Глотов С. В. Оценка эффективности функционирования тракторов / С. В. Глотов – Саранск: Красный Октябрь, 2003. – 188 с.
5. Ревенко В. Ю. Повышение эффективности машинно–тракторных агрегатов с колесными тракторами классов 1,4; 2 и 3 на основе оптимизации параметров движителей: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.20.01 / В. Ю. Ревенко. – М., 2006. – 23 с.
6. Иншаков А. П. Способы динамометрирования трактора работающего в агрегате с бульдозерным оборудованием / А. П. Иншаков, В. А. Любарев // Труды ЧИМЭСХ. – Челябинск, 1978. – Вып. 134. – С. 49–53.

**ОБОСНОВАНИЕ МЕТОДОВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ
ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ МАШИНОТРАКТОРНЫХ
АГРЕГАТОВ**

Сосик А.Ю., Дударенко О.В., Щербина А.В., Артюх А.Н.

Аннотация – в данной работе представлены результаты исследований возможности создания передвижного диагностического комплекса. Комплекс предназначен для экспериментального определения эксплуатационных показателей

двигателей внутреннего сгорания машинотракторных агрегатов сельскохозяйственной техники в условиях организации сервисного обслуживания.

Представленная концепция и дизайн – это мобильный динамометрический прицеп. Динамометрирование осуществляется электрическим ретардером, как наиболее популярной конфигурацией с блоком воздушного охлаждения и измерительной системой с тензодатчиком. Основные преимущества этого замедлителя – характеристика тормозного момента уже при скорости вращения ротора около 400 мин^{-1} , система воздушного охлаждения с линейной зависимостью поглощающей способности от температуры и возможность изменения величины тормозного момента при подключении разного количества пар обмоток статора.

Комплекс снижает расходы и клиента, и компании, осуществляющей сервисное обслуживание.

RATIONALE OF METHODS FOR DETERMINING OPERATIONAL INDICATORS OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES OF MACHINE–TRACTOR UNITS

A. Sosyk, O. Dudarenko, A. Shcherbina, O. Artiukh

Summary

In this work presents the results of studies the possibility of creating a diagnostic complex. The complex is intended for the experimental determination performance of internal combustion engines agricultural machinery in the conditions of service organization.

Our concept and design it's full mobile–trailer–mounted. Dynamometer is electric retarder, the most popular configuration with air cooled unit and measuring system with a strain gage sensor. The main advantages of this retarder it's characteristic of the braking torque, already at the rotor speed of about 400 min^{-1} , air cooling system having a linear dependence of the absorbing power on temperature and the possibility of changing the magnitude of the braking torque by connecting a different number of pairs stator windings.

In our system we can control RPM engine during testing using the J1939 protocol. Complex reduces consumer costs our client.

УДК621.671

МОДЕРНІЗАЦІЯ КОНСОЛЬНОГО НАСОСА ЗКО 32–150 ШЛЯХОМ СКОРОЧЕННЯ КІЛЬКОСТІ СТУПЕНІВ

Васильченко Д. Р., студ.,

Головін А. М., студ.,

Гречка І. П., к.т.н.,

Зарубіна А. О., к.т.н.,

Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут”

Хованський С. О., к.т.н.,

Сумський державний університет

Тел. (057) 707–69–01

Анотація – у статті наведено розрахунок ККД насоса, за яким проаналізовані шляхи підвищення ККД та зроблені висновки щодо можливості модернізації. Висвітлюються основні етапи проектування робочого колеса модернізованого насоса. Проаналізовані складові втрат енергії, визначено числове значення величини об’ємних витоків через переднє ущільнення та уточнено значення об’ємного ККД. Визначено числове значення величини втрат потужності на дискове тертя та уточнено значення механічного ККД. Розраховано уточнене значення повного ККД. Побудовано 3D параметричну тривимірну модель відцентрового робочого колеса та тривимірну розрахункову модель ротора у зборі. Здійснено розрахунок розподілення швидкостей та тиску потоку у проточній частині робочого колеса. Здійснено аналіз роторної динаміки та напружено–деформованого стану колеса під дією тиску рідини.

Ключові слова – консольний насос, робоче колесо, профілювання лопаті, коефіцієнт корисної дії, напружено–деформований стан.

Постановка проблеми. На сьогодні при проектуванні насосів [1–13] виникають проблеми, що суперечать одна одній: бажання підвищити продуктивність та спростити конструкцію.

На вихідні характеристики насосів впливають різні чинники. Основними факторами, що визначають надійну, довговічну роботу

відцентрового насоса є: конструктивна схема, забезпечення зовнішньої герметичності, розрахунок проточної частини та інших елементів насоса, правильний підбір матеріалів основних деталей і якісне виготовлення, кваліфікований монтаж та експлуатація.

При проектуванні або модернізації насоса значну увагу приділяють його проточній частині. Від якості проектування і виготовлення проточної частини багато в чому залежить економічність (ККД) відцентрового насоса.

Проточна частина (ПЧ) відцентрового насоса складається з наступних елементів: підводу; відцентрового робочого колеса, відводу.

При проектуванні проточних частин відцентрових насосів використовуються наступні методологічні підходи:

- перерахунок із моделі на натурні умови (за наявності модельних проточних частин, що повністю відповідають умовам технічного завдання);

- перерахунок з моделі на натурні умови з послідуочим урахуванням немодельних змін (у випадках відхилення модельної проточної частини від повної геометричної подібності);

- розрахунок проточної частини наново за допомогою узагальнених емпіричних даних (за відсутності модельних проточних частин);

- чисельний експеримент із застосуванням програмних продуктів (при відсутності модельних проточних частин).

Рух рідини в каналах робочого колеса відцентрового насоса має досить складний характер і є неусталеним тривимірним. Застосування законів механіки рідини до неусталеного тривимірного руху є складною задачею. Саме тому відповідно до типу розв'язуваної задачі вводять деякі припущення, що спрощують характер руху рідини. При дослідженні силової взаємодії робочого колеса з потоком рідини найбільш поширеним припущенням є осереднення за перерізом параметрів потоку, водночас, рух рідини у робочому колесі приймають одновимірним.

Широко застосовують методику розрахунку робочих коліс за одномірною струминною теорією Ейлера, яка пропонує схему робочого колеса з нескінченним числом нескінченно тонких лопатей. У цьому випадку відстань між сусідніми лопатями і, відповідно, різниці швидкостей на обох сторонах лопатей прямують до 0, а потік у всій області робочого колеса стає осиметричним. Оскільки описана методика не дає однозначного розв'язку задачі визначення основних геометричних параметрів при проектуванні, то спроектоване робоче колесо перевіряється фізичним експериментом на відповідність заданим параметрам.

Аналіз конструкції. Об'єктом дослідження було обрано насос консольного типу ЗКО 32–150, який є відцентровим, горизонтальним, триступінчастим, з осьовим входом, ущільненнями сальникового типу, з підшипниками кочення, з приводом від електродвигуна. Насос ЗКО 32–150 призначений для перекачування конденсату в пароводяних мережах теплових електростанцій, що працюють на органічному паливі, а також для перекачування води в системах тепло- і водопостачання.

У загальному випадку, консольні насоси типу К (ГОСТ 22247–96) призначені для перекачування води (крім морської і агресивної) з рН = 6,5–8, з температурою 0–85 °С і вмістом твердих включень розмірами до 0,2 мм, що не перевищує 0,1 % за масою, а також інших рідин, подібних воді за щільністю і хімічною активністю. Насоси виготовляються з подачею 5–360 м³/год (1,4–100 л/с), напором 10–90 м (тиском 0,1–0,9 МПа), ККД 50–84% і з допустимим кавітаційним запасом 4–5,5 м. Коефіцієнт швидкохідності $n_s = 60–250$. Напір на вході – не більше 20 м.

Такі насоси мають відносно вузьку проточну частину, в них сильно проявляються просторові в'язкі ефекти. Кути виходу потоку з робочого колеса малі, частка перетворення швидкісної енергії, яка припадає на відповідний пристрій, – значна. Значення гідравлічних втрат у робочому колесі і у відводі значні.

На розвиток в'язкої течії в міжлопатеких каналах сильно впливає наявність обмежуючих дисків. За рахунок додаткових втрат на обмежуючих дисках (25–35 %) і за рахунок впливу вторинних течій, що виникають на них і переносять маси загальмованої рідини до сторони розрідження лопаті, на формування приграничного шару на лопатях і низькоенергетичного сліду з боку розрідження лопаті, в якому зосереджена значна частка втрат (20–30%) і який сильно загороджує міжлопатекий канал, що призводить до зменшення теоретичного напору H_T .

Завдання забезпечення максимально високого ККД є однією з головних під час проектування і відпрацювання ступенів таких насосів.

Аналіз останніх досліджень. Методика і алгоритм традиційного одноваріантного проектування проточної частини насосів на основі одновимірної (струменевої) теорії висвітлено у роботах [1–3].

У роботі [4] здійснено дослідження шляхів підвищення ефективності насосів з низькою питомою швидкохідністю.

Авторами роботи [5] розглядається питання модернізації проточних частин насосів ЦНС низької швидкохідності, спрямованої, на підвищення їх економічності. Здійснений вибір оптимальних конструктивних параметрів проточної частини, в тому числі, на основі

чисельних методів. Зокрема, досліджено вплив постановки тривимірного чисельного моделювання на результати розрахунку течії в'язкої рідини і прогнозування інтегральних параметрів у ступенях відцентрових насосів низької швидкохідності. Здійснено розрахунково–теоретичні дослідження впливу на енергетичні показники ступеня відносної ширини, числа лопатей, кута виходу з робочого колеса і швидкості на вході в канали направляючого апарату для проточної частини з коефіцієнтом швидкохідності $n_s = 40$ з використанням тривимірних методів розрахунку течії і втрат. У роботі [6] розроблена методика прогнозування енергетичних характеристик ступенів багатоступеневого насоса; виконано на основі розроблених математичних моделей розрахункове дослідження впливу параметрів проточної частини на її гідравлічні якості для ступені живильного насоса з коефіцієнтом швидкохідності $n_s = 66$ і розроблена проточна частина насоса низької швидкохідності з підвищеною ефективністю; розроблені рекомендації щодо вибору параметрів проточної частини. У роботі [7] здійснено дослідження робочого процесу проміжного ступеня відцентрового багатоступінчастого насоса з метою створення уніфікованого параметричного ряду багатоступеневих відцентрових насосів із застосуванням мінімальної кількості оптимальних проточних частин. У тому числі: здійснено аналіз гідродинамічних особливостей робочого процесу в проточній частині проміжного ступеня відцентрового багатоступінчастого насоса; здійснено чисельне дослідження течії в проточній частині проміжного ступеня відцентрового насоса з метою отримання кількісних залежностей, що описують втрати енергії в проточній частині; розроблена інженерна методика проектування змінних проточних частин і прогнозування характеристики багатоступінчастого відцентрового насоса швидкохідності $n_s \leq 90$ зі змінними проточними частинами. У роботі [8] здійснений розрахунковий порівняльний аналіз енергетичної ефективності декількох варіантів робочих коліс відцентрового насоса. Розглядаються три різні варіанти профілювання форми лопаті робочого колеса, що визначаються кутами установки на вході і на виході. Перший варіант заснований на використанні дуги кола для визначення середньої лінії лопатки. У другому варіанті розглянуто випадок застосування параболи. У третьому випадку використаний метод профілювання лопаток за точками.

У роботі [9] апробовані різні підходи для розрахунку та аналізу течії у проточній частині насоса ЦНС 240–1525. Проведено порівняння з експериментальними даними. Спроековано кілька варіантів проточної частини насоса ЦНС 240–2100, проведені розрахунки течії за допомогою програмного комплексу ANSYS CFX і проаналізовані результати.

У роботі [10] проведено аналіз особливостей робочого процесу заглибного відцентрового насоса з електроприводом при перекачуванні газорідинних сумішей. Дано рекомендації із вибору типу розрахункової сітки і параметрів турбулентності. Отримано залежності втрат напору за наявності у перекачуваній рідині газу. Наведено візуалізацію течії газорідинної суміші у ступені. У роботі [11] розглянуто основні теоретичні відомості, знання яких дозволяє приступити до чисельного моделювання структури потоку рідини. Викладено технологію чисельного моделювання робочих процесів у проточній частині шнеко-відцентрового насоса газотурбінного двигуна в САЕ-середовищі ANSYS CFX.

Отже, підсумовуючи, можна зробити висновок, що зараз існують різноманітні моделі і методики розрахунків насосів. Проте, для кожного класу об'єктів потрібна адаптація методів та побудова відповідних розрахункових моделей, а також здійснення певного обсягу досліджень. Дана робота спрямована на розв'язання такої задачі.

Мета і задачі досліджень. Метою досліджень є проектування нового насоса двоступеневої конструкції, який має за аналог триступеневий насос ЗКО 32–150. Для досягнення мети розв'язуються наступні задачі:

- 1) спроектувати удосконалене робоче колесо;
- 2) проаналізувати види втрат енергії, визначити їх кількісні значення та з урахуванням отриманих даних запропонувати додаткові шляхи модернізації спроектованої машини по підвищенню ККД;
- 3) здійснити аналіз спроектованого колеса засобами САЕ-системи ANSYS. Водночас визначити розподілення швидкостей та тиску потоку в проточній частині робочого колеса, критичні швидкості ротора, максимальні напруження від дії рідини на робоче колесо для перевірки його міцності.

Постановка задачі, методика та основні етапи розрахунку

За вхідні дані були прийняті:

- подача насоса $Q=32 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$;
- напір насоса $H_M=150$ м;
- число ступенів $i=2$;
- тип робочого колеса: однопотокове ($\alpha=1$);
- густина перекачуваної рідини $\rho=1000$ кг/м³;
- подача $Q'=\frac{Q}{\alpha}=\frac{32}{1}=32 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}=0,00889 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$;
- напір ступені $H=\frac{H_M}{i}=\frac{150}{2}=75$ м;
- частота обертання $n=3000$ об/хв.

За умов відсутності модельних робочих органів найбільш доступним і найменш трудомістким є розрахунок відцентрового

робочого колеса за струменевою одномірною теорією Ейлера, яка передбачає схему робочого колеса з нескінченим числом нескінченно тонких лопатей.

Виходячи з багатолітнього досвіду проектування та виготовлення насосів [1, 8], першим, що розраховується, є коефіцієнт швидкохідності. Саме він визначає тип майбутнього насоса на задані замовником параметри.

Коефіцієнт швидкохідності ступеня $n_s = 3,65n\sqrt{Q'} / H^{0,75}$;
 $n_s = 41 \text{ об/хв}$.

Коефіцієнт швидкохідності потрапляє до діапазону використання відцентрових тихохідних робочих коліс. Крім того, отриманий коефіцієнт швидкохідності використовується для орієнтовного розрахунку значення ККД.

Внутрішній механічний ККД $\eta'_m = 1 / (1 + 820n_s^{-2})$; $\eta'_m = 0,667$.

Об'ємний ККД $\eta_{об} = 1 / (1 + 0,68n_s^{-2/3})$; $\eta_{об} = 0,945$.

Гідравлічний ККД $\eta_r = 1 - 0,42 / (1gD_{1пр} - 0,172)^2$; $\eta_r = 0,858$,

де $D_{1пр}$ – зведений діаметр робочого колеса, що визначається за формулою $D_{1пр} = K_{вх} \sqrt[3]{Q' / n}$; $D_{1пр} = 0,078 \text{ м}$, $K_{вх} = 5,45$ – коефіцієнт вхідної воронки робочого колеса I ступені

Повний ККД насоса $\eta = \eta_{об} \eta_r \eta'_m \eta_m$; $\eta = 0,526$,

де η_m – зовнішній механічний ККД $\eta_m = 0,95-0,99$.

На основі наведених вище розрахунків були приведені обґрунтування шляхів модернізації. Зниження n_s ступеня і, як наслідок, зменшення ККД насоса компенсували використанням сучасних методів і конструктивних рішень зменшення всіх трьох складових втрат – гідравлічних, механічних (внутрішніх і зовнішніх) та об'ємних. Зокрема:

– гідравлічних втрат – шляхом нового проектування та відпрацювання проточної частини (робочого колеса і направляючого апарата) або використання вже відпрацьованих робочих органів, що відповідають $n_s=40$;

– внутрішніх механічних втрат – в першу чергу за рахунок зменшення числа робочих коліс при майже однакових D_2 ($D_{2а}=200 \text{ мм}$, $D_{2м}=215 \text{ мм}$), використання оптимальної ширини бічних пазух S_1 і S_2 , при яких коефіцієнт дискового тертя C_f мінімальний (рис. 1 і 2) [4, 12];

– об'ємних втрат – шляхом використання більш досконалих ущільнень, зокрема – переднього ущільнення РК із кільцем плаваючого типу та кінцевого торцевого типу (рис. 3).

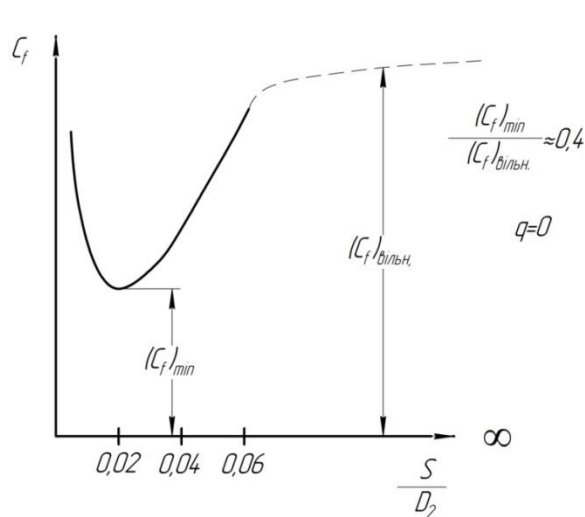


Рис. 1. Схема впливу відносної осьової відстані S на момент дискового тертя у закритому кожусі (за Пантелом [12])

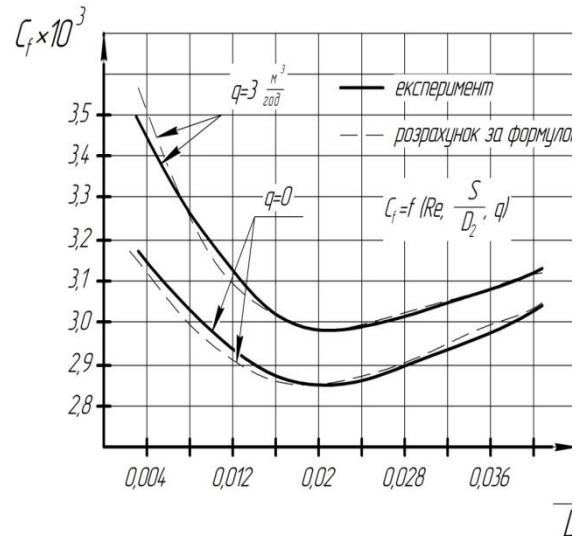


Рис. 2. Порівняння розрахункових та експериментальних значень коефіцієнта дискового тертя C_f

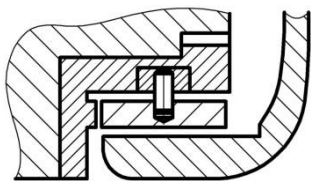


Рис. 3. Ескіз конструкції переднього ущільнення робочого колеса із кільцем плаваючого типу

При конструюванні насоса розміри діаметрів ділянок вала і втулки були прийняті рівними діаметрам вала і втулки насоса-аналога, виходячи із результатів розрахунків.

Геометричні параметри входу у робоче колесо:

– діаметр вхідної воронки робочого колеса

$$D_0 = \sqrt{D_{1\text{пр}}^2 + d_{\text{вт}}^2}, D_0 = 0,095 \text{ м};$$

– швидкість потоку на вході у робоче колесо $V_0 = 4Q_{\text{рк}} / \pi D_{1\text{пр}}^2$,

$$V_0 = 1,95 \text{ м/с};$$

– меридіанна складова абсолютної швидкості при вході потоку на лопать $V_{1m} = k_1 \cdot V_{1\text{пр}}$, $V_{1m} = 2,54 \text{ м/с}$, де $k_1 = 1,15 - 1,30$ – коефіцієнт стиснення потоку на вході; прийнято $k_1 = 1,30$;

– переносна швидкість потоку на вході в РК $U_1 = \pi D_{1\text{пр}}^2 n / 60$, $U_1 = 11,7 \text{ м/с}$;

– кут потоку на вході в робоче колесо $\beta_{1n} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1U}}$, $\beta_{1n} = 12,25^\circ$;

– кут нахилу лопаті на вході у робоче колесо $\beta_1 = \beta_{1n} + \Delta\beta$, $\beta_1 = 19,25^\circ$, де $\Delta\beta = 3 - 8^\circ$ – кут атаки, прийнято $\Delta\beta = 7^\circ$;

– меридіанна складова абсолютної швидкості при вході потоку на лопать $V_{2m} = V_{2\text{пр}} \cdot k_2$, $V_{2m} = 2,25 \text{ м/с}$, де $k_2 = 1,05 - 1,15$ – коефіцієнт стиснення

потоків на виході з робочого колеса; прийнято $k_2=1,15$;

– оптимальний степінь дифузорності каналу

$$(W_1/W_2)_{\text{опт}} = 5,65 \cdot 10^{-5} \cdot n_s^2 - 18,23 \cdot 10^{-3} \cdot n_s + 2,65, (W_1/W_2)_{\text{опт}} = 2,005;$$

– кут на виході з робочого колеса

$$\beta_2 = \arcsin[(W_1/W_2)_{\text{опт}} \cdot (k_2/k_1) \cdot (V_{2m}/V_{1m}) \cdot \sin\beta_1], \beta_2 = 31,14^\circ;$$

– теоретичний напір при нескінченному числі лопатей

$H_{T\infty} = H/(\eta_r K_z)$, $H_{T\infty} = 105,43\text{м}$, де K_z – поправка на скінченне число лопатей;

– колова швидкість на виході з робочого колеса

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2}\right)^2 + g \cdot H_{T\infty} + V_{1U} U_1}, U_2 = 34,07\text{м/с};$$

– зовнішній діаметр робочого колеса $D_2 = 60U_2/\pi n$, $D_2 = 0,215$

м;

– ширина робочого колеса на виході $b_2 = Q_{\text{рк}}/\pi D_2 V_{2m}$,

$b_2 = 0,008\text{м}$.

Проектування меридіанного перерізу робочого колеса виконується з урахуванням наступних рекомендацій:

– контури меридіанного перерізу мають бути плавно окресленими. Кожна зі стінок утворюється двома відрізками прямих, з'єднаних одним або декількома радіусами;

– нахил стінок на виході $\gamma_1 = \gamma_2 = 0-5^\circ$. Можливі випадки $\gamma_1 \neq \gamma_2$ (тоді $\gamma_1 > 5^\circ$, а $\gamma_2 = 0^\circ$);

– при виборі окреслень стінок необхідно уникати як надмірного збільшення осьового розміру робочого колеса, так і значного його зменшення;

– площа нормального перерізу проточної частини робочого колеса повинна плавно зростати від входу до виходу [2];

– контури меридіанного перерізу знаходимо методом послідовних наближень, в результаті чого отримано наступний переріз робочого колеса (рис. 4).

Для того, щоб з'ясувати характер зміни площі нормального перерізу проточної частини колеса для наміченого меридіанного перерізу, будуємо графік $F=f(l)$ (рис. 5), де l – відстань вздовж середньої лінії меридіанного перерізу колеса від входу до виходу.

Будуємо лінії течії. Лінії течії утворюються перерізом поверхонь течії меридіанною площиною (рис. 6). За шириною меридіанного перерізу робочого колеса меридіанна швидкість рідини V_m розподіляється нерівномірно, причому нерівномірність тим більша, чим ширшим є канал та меншим радіус. Розрахунок робочого колеса відцентрових насосів ведеться за прийнятою спрощеною схемою

($V_m = const$).

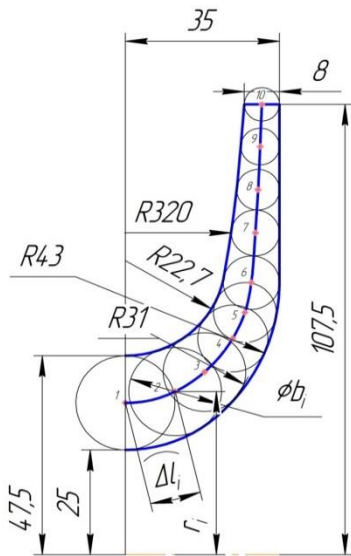


Рис. 4. Меридіанний переріз робочого колеса

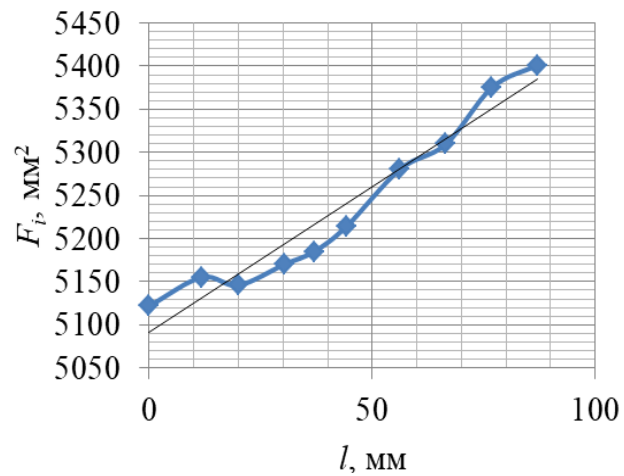


Рис. 5. Графік зміни площ меридіанного перерізу робочого колеса

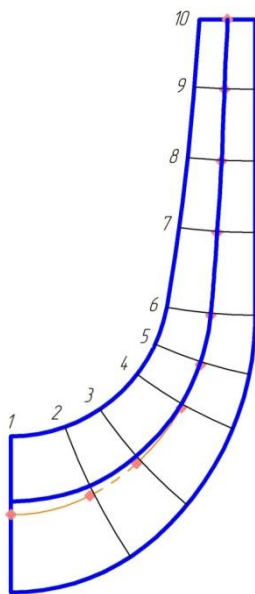


Рис. 6. Побудова ліній течії

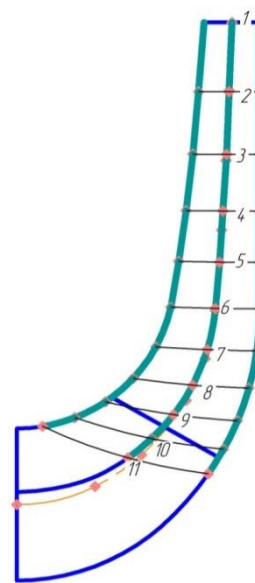


Рис. 7. Розбивка ліній течії

Профілювання лопаті проводимо шляхом конформного відображення.

Для цього:

- будуємо координатну сітку на розгортці циліндра;
- розбиваємо усі розрахункові лінії течії a , b , c на відрізки Δl (рис. 7) за умовами конформності $r_{i\text{ср}}/\Delta l_i = R_{\text{к.ц.}}/\Delta L = const$, де $r_{i\text{ср}}$ – відстань від осі робочого колеса до середини відрізка Δl .

У результаті отримуємо конформну діаграму, наведену на рис.8.

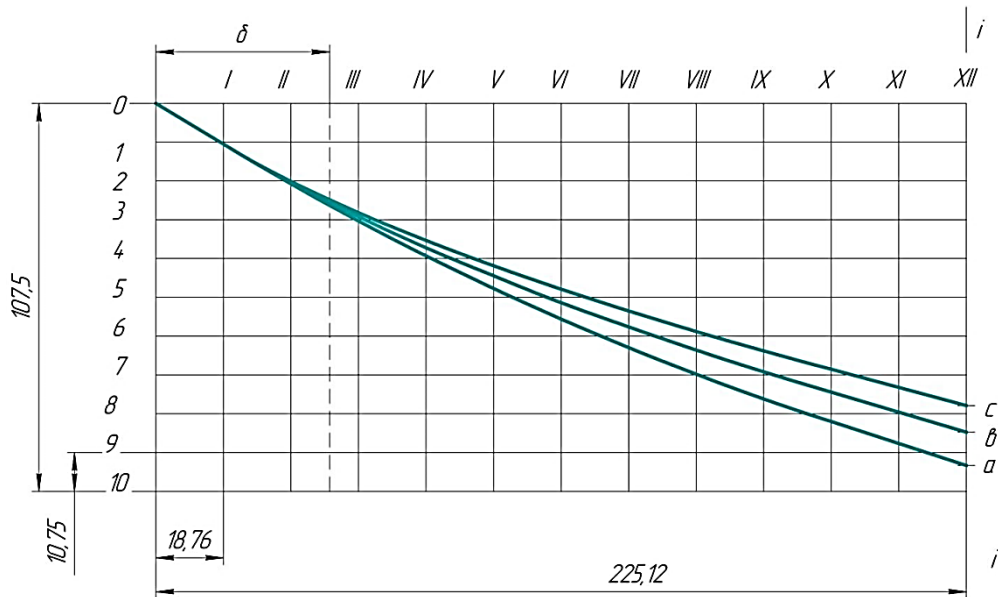


Рис. 8. Конформна діаграма

Будуємо меридіанні перерізи поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса. Меридіанні перерізи виконуються для контролю плавності профільованої поверхні лопаті та подальшого проектування робочого колеса. Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції здійснюється на основі конформної діаграми.

На лінії течії меридіанного перерізу переносяться відповідні точки з конформної діаграми (рис. 8) для кожної лінії течії окремо за допомогою перехідних графіків (ПГ) (рис. 9).

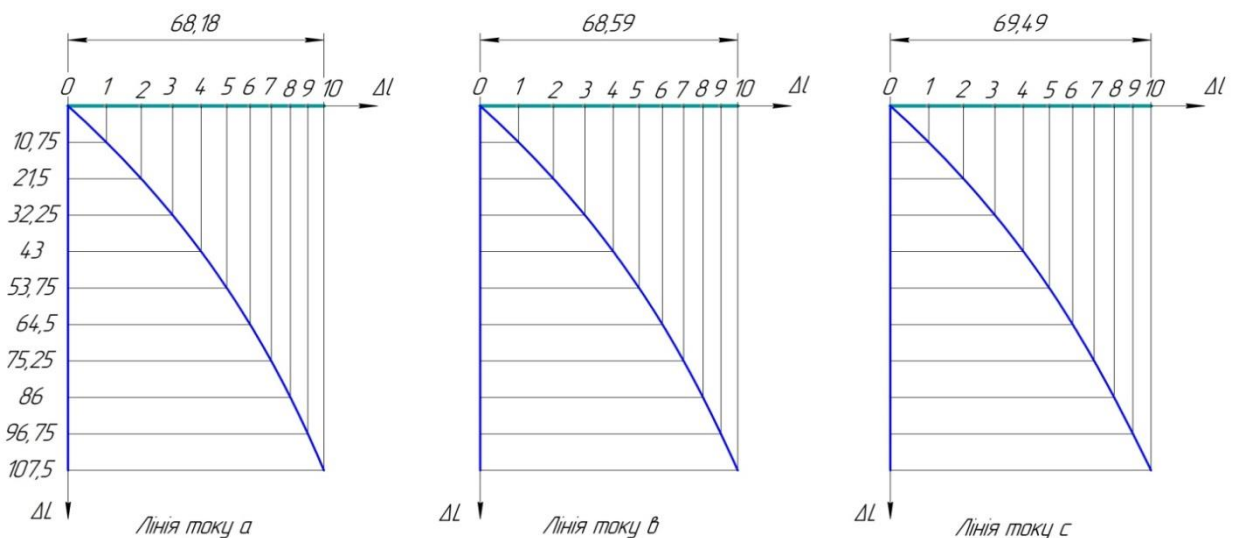


Рис. 9. Допоміжні перехідні графіки

Отримані меридіанні перерізи лопаті зображені на рис. 10, а їх характерні параметри та координати на меридіанному перерізі подані у табл. 1.

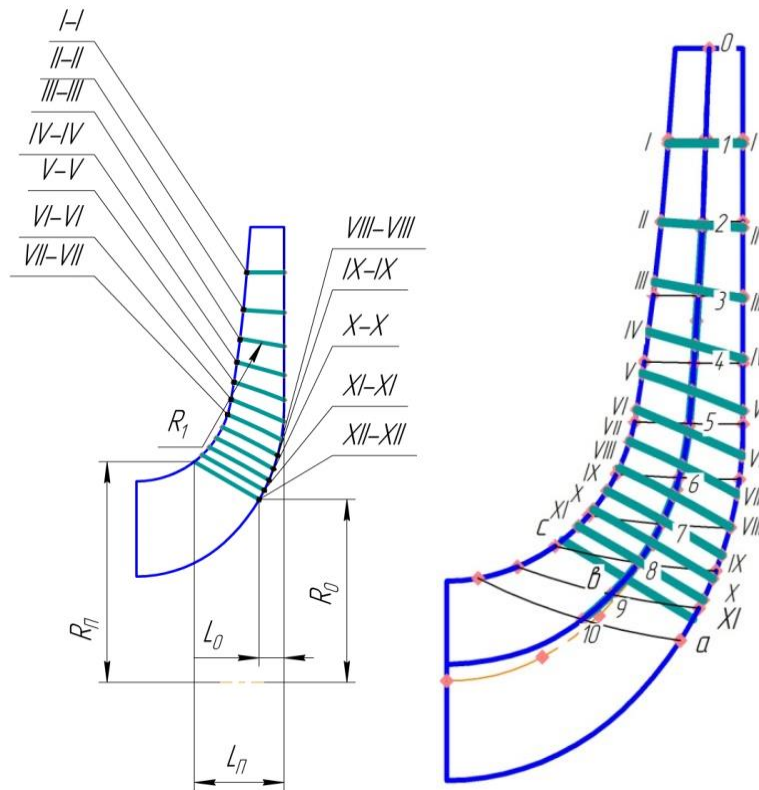


Рис. 10. Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на основі конформної діаграми

Таблиця 1 – Координати меридіанних перерізів робочої сторони поверхні лопаті

№ перерізу	R_0 , мм	L_0 , мм	R_n , мм	L_n , мм	R_1 , мм
XII–XII	43,21	5,9	52,1	21,29	–
XI–XI	45,38	4,71	53,68	19,43	660
X–X	47,77	3,58	55,53	17,68	270
IX–IX	50,42	2,53	57,66	16,08	182
VIII–VIII	53,48	1,53	60,22	14,61	155
VII–VII	57,29	0,69	63,25	13,39	139
VI–VI	61,63	0,13	66,81	12,56	290
V–V	66,68	0	70,89	11,89	154
IV–IV	72,54	0	75,61	11,19	–
III–III	79,37	0	81,19	10,43	–
II–II	87,33	0	87,96	9,64	362
I–I	96,79	0	96,82	8,85	–
Вихідна кромка	107,5	0	107,5	8	–

Побудова лопаті у плані зображена на рис. 11.

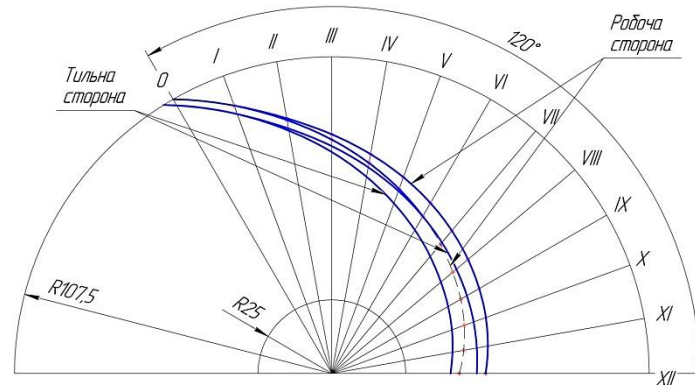


Рис. 11. Лопать у плані

Для побудови тильної сторони лопаті у плані використаємо графік нормальних товщин лопаті σ [13] та закон її розподілу.

Для уточнення об'ємного, механічного та повного коефіцієнта корисної дії проведено розрахунки об'ємних та механічних втрат енергії.

У результаті виконання всіх розрахунків і креслень було побудовано 3D параметричну тривимірну модель відцентрового робочого колеса за допомогою CAD-системи Autodesk Inventor 2017 (рис. 12).

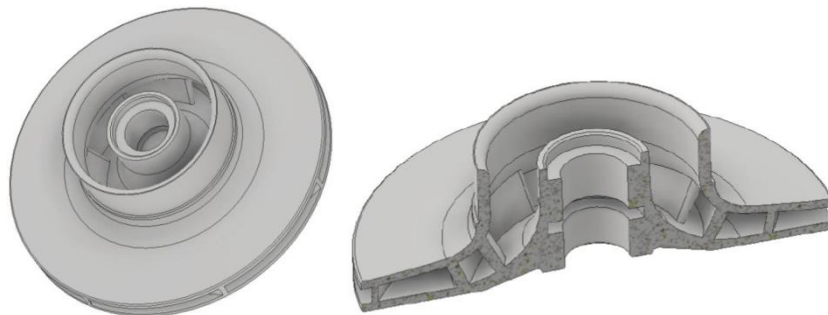


Рис. 12. Тривимірна модель спроектованого колеса

Для аналізу роторної динаміки було побудовано тривимірну розрахункову модель ротору у зборі (рис. 13).



Рис. 13. Тривимірна розрахункова модель ротору у зборі



Рис. 14. SE модель ротору у зборі

Методом MultiZone було побудовано скінченно-елементну (SE)

модель ротору у зборі (рис. 14).

Розрахунок роторної динаміки був проведений із наступними граничними умовами:

- 1) ділянки валу під підшипники (жорсткість підшипників – 100 кН/мм) (рис. 15);
- 2) частота обертання ротору до 10000 об/хв (рис. 16).

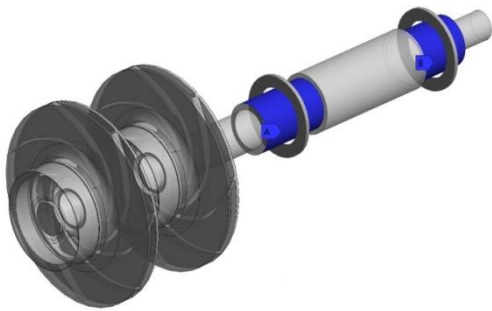


Рис. 15. Ділянки валу під підшип-ники: закріплення у зонах А, В

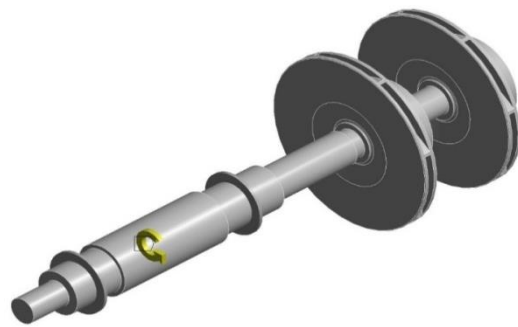


Рис. 16. Напря́м обертання ротору із частотою 5 тис. об/хв

Для побудови СЕ моделі з якісною структурованою гексагональною сіткою тривимірну модель лопаті (рис. 17) було імпортовано у Design Modeler, де за допомогою інструментів модуля Blade Editor геометрію було експортовано у модуль TurboGrid. У цьому модулі на основі імпортованої геометрії лопаті автоматично було побудовано осиметричну СЕ модель рідини у проточній частині колеса (рис. 18 і 19).



Рис. 17.
Тривимірна
модель лопаті

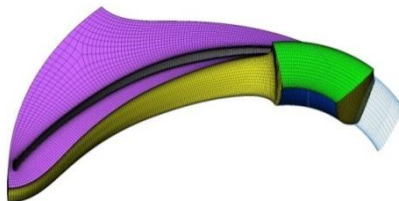


Рис. 18. СЕ модель рідини

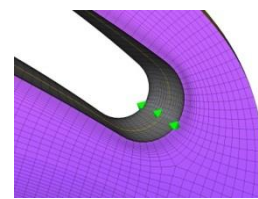


Рис. 19. СЕ модель
рідини (збільшено)

Розрахунок розподілення швидкостей та тиску потоку проточній частині робочого колеса був проведений з наступними граничними умовами:

- задана швидкість обертання 3000 об/хв;
- на вході до колеса задано об'ємну витрату рідини 37 м³/год (рис. 20);
- на виході з колеса задано статичний тиск 0,75 МПа (рис. 21);
- задано умову осьової симетрії, це означає рівність нулю всіх

похідних величин (швидкостей, тисків тощо) (рис. 22);

– до інших поверхонь було прикладено граничну умову «стінка», що означає рівність нулю швидкості потоку, що примикає до стінки.

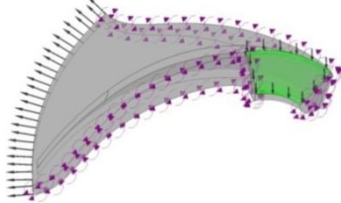


Рис. 20. Гранична умова об'ємної витрати на вході до колеса

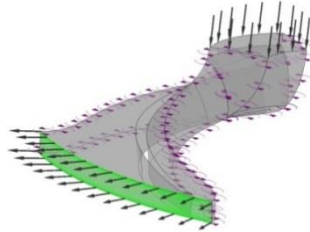


Рис. 21. Гранична умова статичного тиску на виході з колеса

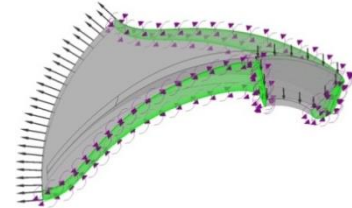


Рис. 22. Граничні умови осьової симетрії

Для аналізу напружено–деформованого стану (НДС) колеса під тиском рідини було побудовано тривимірну розрахункову модель колеса. Модель було спрощено для побудови якісної сітки (рис. 23). Також побудовано SE модель робочого колеса (рис. 24).

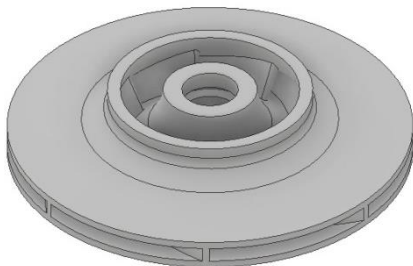


Рис. 23. Тривимірна спрощена розрахункова модель колеса



Рис. 24. SE модель робочого колеса

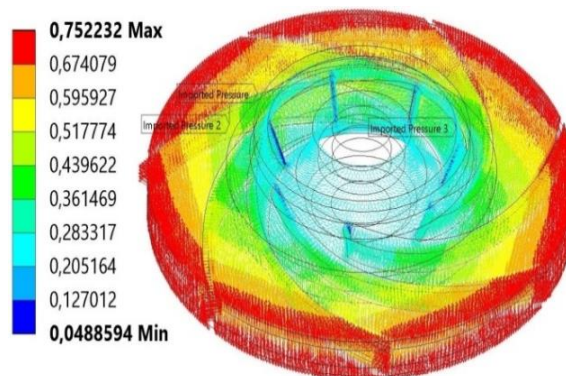


Рис. 25. Розподілення тиску рідини (МПа) у проточній частині колеса

Аналіз НДС колеса під дією тиску рідини був проведений з наступними граничними умовами:

- 1) задано швидкість обертання колеса 3000 об/хв;

- 2) до центрального отвору (рис. 23) задано граничну умову обмеження переміщень уздовж осевого тангенціального напрямку;
- 3) до проточної частини колеса прикладений тиск рідини (рис. 25);

Результати. На рис. 26 зображено повні форми згинання коливань ротора при різних частотах, які відповідають формам рівноваги викривленого ротора насоса при прямій або оберненій процесії.

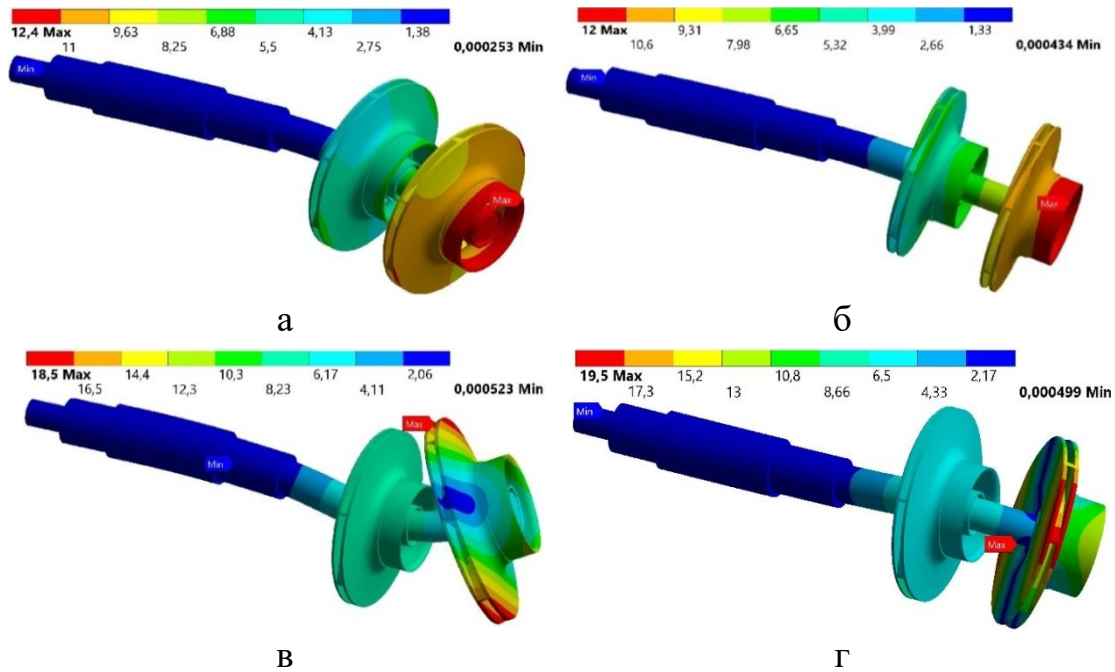


Рис. 26. Повні переміщення ротора (мм) при різних частотах коливання (власні форми коливань): а – 123,8 Гц; б – 149,4 Гц; в – 532,7 Гц; г – 695,9 Гц

На рис. 27 показана діаграма Кемпбелла, яка відображає зміну власних частот для кожного кроку навантаження. Кроки навантаження визначаються для різних частот обертання ротора: 3000 об/хв, 5000 об/хв, 8000 об/хв, 10000 об/хв.

На рис. 28 зображено розподілення амплітуди тиску і швидкості потоку в перерізі проточної частини.

Результати розрахунку розподілення швидкостей та тиску потоку в проточній частині робочого колеса показали максимальну швидкість потоку – 23,2 м/с, а також максимальний тиск – 0,755 МПа.

На рис. 29 зображено лінії току, а на рис. 30 – повні переміщення робочого колеса під дією тиску рідини.

На рис. 31 зображено еквівалентні напруження за Мізесом робочого колеса.

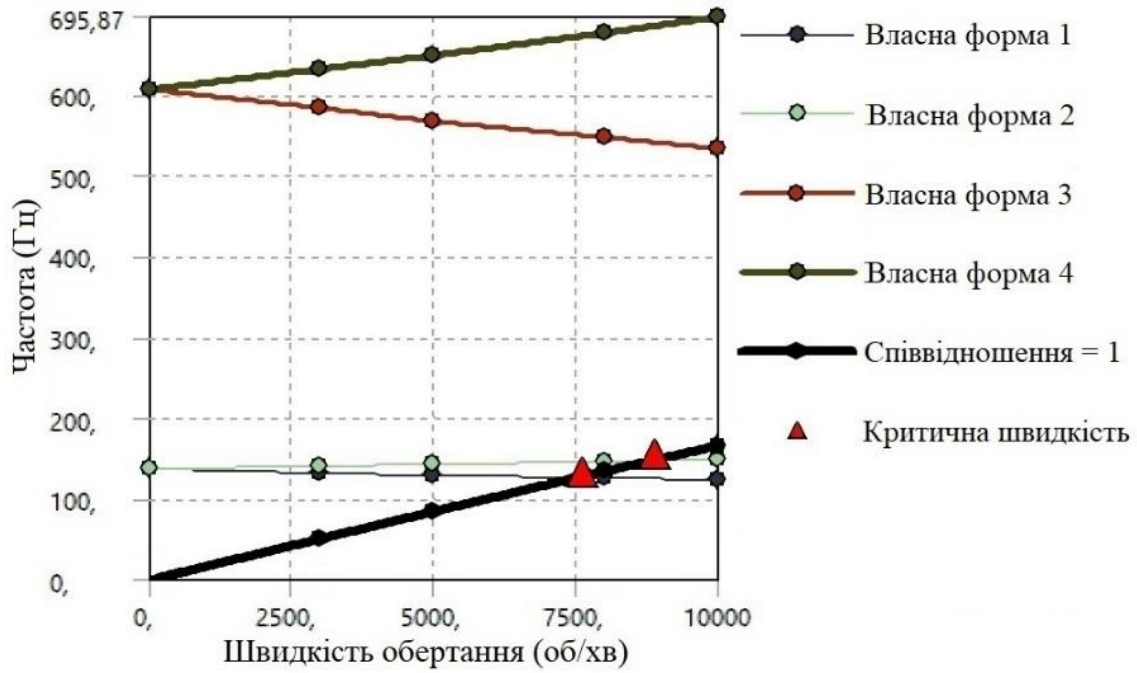


Рис. 27. Діаграма Кемпбелла

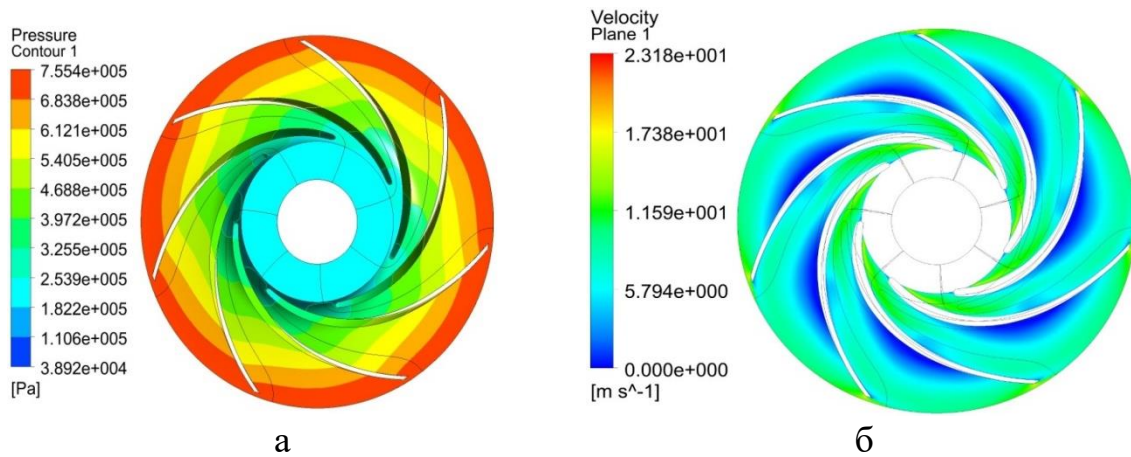


Рис. 28. Розподілення: а – тиску потоку (Па); б – швидкості потоку в перерізі проточної частини (м/с)

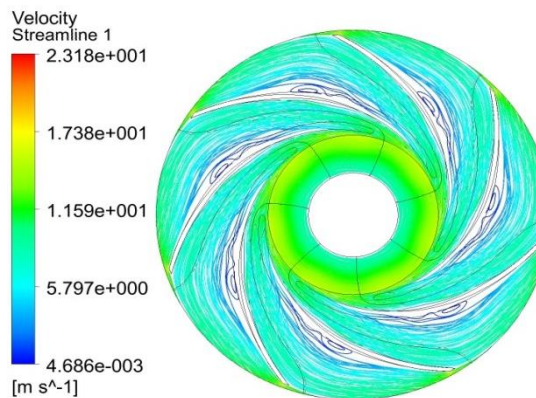


Рис. 29. Лінії току та швидкість (м/с)

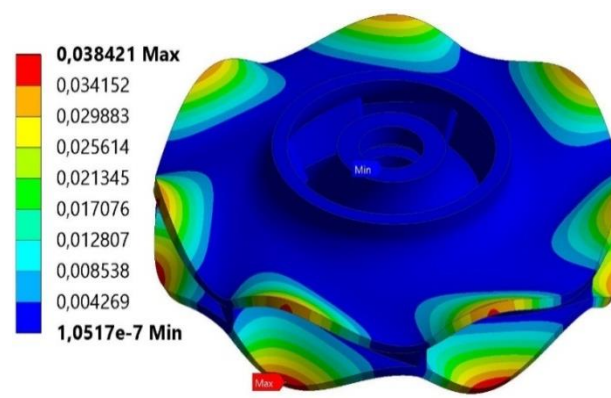


Рис. 30. Повні переміщення точок робочого колеса (мм) під дією тиску рідини

Результати аналізу НДС робочого колеса під дією тиску рідини показали максимальні повні переміщення у моделі – 0,04 мм, а також максимальні напруження – 299 МПа, що зосереджені у концентраторах. В інших частинах моделі еквівалентні напруження не перевищують 60 МПа, що набагато нижче межі міцності сталей, які застосовують для побудови насосів – 372 МПа.

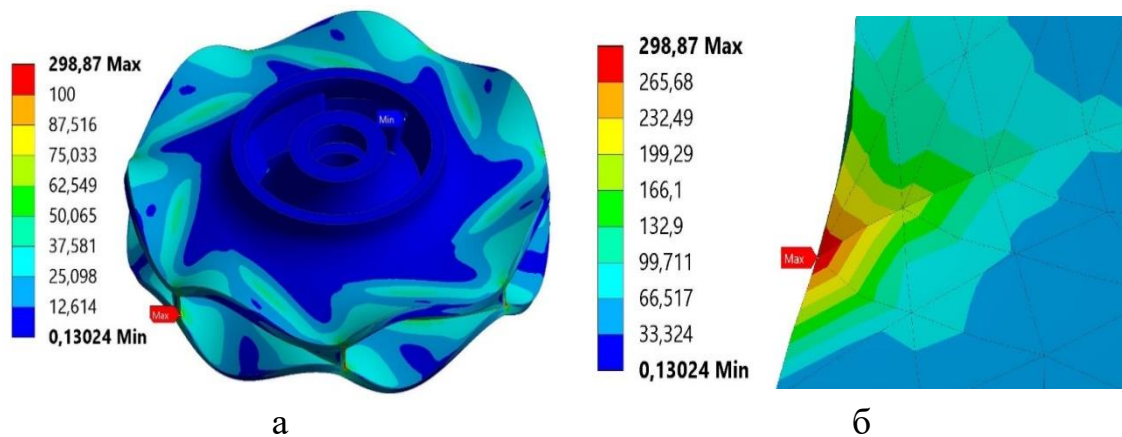


Рис. 31. Еквівалентні напруження за Мізесом (МПа):
а – робочого колеса; б – збільшено

Представлені результати свідчать, що робоче колесо насоса є працездатним за критерієм міцності.

Висновки. У роботі запропоновано і спроектовано нову гідромашину – насос 2КО32–150 на основі машини-аналога насоса ЗКО 32–150. Робоче колесо було спроектовано за відомою методикою [4] з використанням емпіричних формул. Основними перевагами нової спроектованої гідромашини є зменшені загальні габарити насоса в осьовому напрямку за рахунок зменшення кількості ступенів з 3 до 2 (вилучення одного робочого колеса та направляючого апарату) та зменшення довжини валу. Недоліками спроектованого більш низькохідного ступеня $n_s = 41$ порівняно з аналогом ($n_s = 51$) насоса є нижчий ККД. Але наведені реальні сучасні заходи із суттєвого підвищення ККД (на 10–15 %) ступеня $n_s = 41$.

Було проаналізовано види втрат енергії, визначені їх кількісні значення, уточнені значення механічного, об'ємного ККД з урахуванням отриманих даних. На основі такого аналізу запропоновані шляхи модернізації спроектованої машини із підвищення ККД, а саме:

- зменшення об'ємних втрат за рахунок зменшення щілини переднього ущільнення при встановленні плаваючого кільця (зменшення радіального зазору з $\delta_1=0,27$ мм до $\delta_1=0,07$ мм);
- запроєктовані ширини бічних пазух S_1 і S_2 , за яких коефіцієнт

дискового тертя буде мінімальним, а саме $S_1 = S_2 = 4$ мм ($(S/D_2)_{\min} = 0,016 - 0,02$). Крім того, зменшенню коефіцієнта дискового тертя сприятиме зменшення витоків q через передню бічну пазуху S_1 за рахунок плаваючого переднього щілинного ущільнення. Детальна розробка ущільнення не передбачена;

– заміна робочих органів насоса-аналога на спроектованих заново або на вже існуючих сучасних ступенях $n_s = 40$.

У рамках аналізу роторної динаміки було отримано деформації ротора при різних частотах обертання та розраховано критичні швидкості ротора.

Здійснено розрахунки розподілення швидкостей та тиску потоку в проточній частині робочого колеса, що показали такі результати: максимальна швидкість потоку – 23,2 м/с, максимальний тиск – 0,755 МПа.

У рамках аналізу НДС робочого колеса під дією тиску рідини були отримані такі результати: максимальні повні переміщення у моделі – 0,04 мм, а також максимальні напруження – 299 МПа у концентраторах. В інших частинах моделі еквівалентні напруження не перевищують 60 МПа, що є нижче границі міцності сталей, які застосовують у виробництві насосів – 372 МПа.

Надалі передбачається поглиблене дослідження процесів і станів у насосі.

Література:

1. Ржебаева Н. К. Расчет и конструирование центробежных насосов: учеб. пособие / Н. К. Ржебаева, Э. Е. Ржебаев. – Сумы: СумГУ, 2009. – С. 41–50.
2. Методичні вказівки до виконання курсового проекту зі спеціальності «Розрахунок та проектування консольного насоса з використанням теорії подібності» / уклад.: Е. В. Колісніченко, В. О. Панченко / СумДУ. – Суми, 2011. – 37 с.
3. Михайлов А. К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование: учеб. пособие / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. – М.: Машиностроение, 1977. – 288 с.
4. Ковалев И. А. Исследование путей повышения экономичности ступени центробежного насоса низкой удельной быстроходности $n_s = 40$: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.17 / И. А. Ковалев. – Харьков, 1970. – 20 с.
5. Алексенский В. А. Совершенствование методики расчета вязкого течения и проектирования насосов низкой быстроходности: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.04.13 / В. А. Алексенский;

СПбГТУ. – СПб., 2012. – 18 с.

6. Щуцкий С. Ю. Оценка гидравлических показателей и проектирование многоступенчатых насосов на основе квазитрёхмерных методов : дис. ... канд. техн. наук: 05.04.13 / С. Ю. Щуцкий; СПбГТУ. – СПб., 2011. – 143 с.

7. Луговая С. О. Гидродинамические особенности проектирования сменных проточных частей при создании унифицированного ряда центробежных насосов: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.17 / С. О. Луговая. – Сумы, 2009. – 144 с.

8. Кретинин А. В. Расчётный сравнительный анализ вариантов профилирования рабочего колеса центробежного насоса / А. В. Кретинин, А. В. Иванов, Д. Н. Галдин // Вестник Воронежского государственного технического университета. – Воронеж, 2016. – Т. 12, № 4. – С. 26–31.

9. Медведченков А. С. Разработка и оптимизация проточных частей насосов типа ЦНС с использованием трёхмерных методов расчета течения: диплом. работа ... магистра: 13.04.03 / А. С. Медведченков. – СПб., 2017. – 89 с.

10. Шевченко Н. Г. Исследование течения газожидкостной смеси в проточной части ступени погружного насоса для добычи нефти / Н. Г. Шевченко, О. Л. Шудрик, Е. Ю. Бондаренко // Вісник НТУ «ХП». – Харків, 2017. – № 22 (1244). – С. 31–37.

11. Родионов Л. В. Численное моделирование структуры потока жидкости в проточной части шнеко–центробежного насоса газотурбинного двигателя [Электронный ресурс] : электрон. учеб. пособие / Л. В. Родионов, А. Н. Крючков, С.А. Гафуров; Самар. гос. аэрокосм. ун–т. С.П. Королева. – Самара, 2011.

12. Pantell, K. (1949). Versuche Uber Sheibenreibung. *Forschung d. Geb. d. Ingwes*, 16,(4), 48–64.

13. Тимофеев Д. В. Автоматизированное профилирование лопастей центробежных рабочих колес: Руководство пользователя / Д. В. Тимофеев, А. И. Савельев, С. С. Панаиотти. – Калуга, 2008. – 66 с.

МОДЕРНИЗАЦІЯ КОНСОЛЬНОГО НАСОСА ЗКО 32–150 ПУТЕМ СОКРАЩЕННЯ КОЛИЧЕСТВА СТУПЕНЕЙ

Васильченко Д. Р., Головин А. М., Гречка І. П., Зарубина А. А.,
Хованский С. А.

Анотація – в статті приведено розрахунок ККД насоса, по якому зроблено висновки про можливість модернізації та проаналізовані шляхи підвищення ККД. Розглядаються основні етапи проектування робочого колеса модернізованого насоса. Проаналізовані складові частини втрат енергії, визначено чисельне значення величини об'ємних витоків через переднє ущільнення та уточнені значення об'ємного ККД. Визначено чисельне значення величини втрат потужності на дискове тертя та уточнені значення механічного ККД. Розраховано уточнене значення повного ККД. Побудовано 3D параметричну тривимірну модель центробежного робочого колеса та тривимірну розрахункову модель ротора в зборі. Зроблено розрахунок розподілу швидкостей та тиску потоку в проточній частині робочого колеса. Здійснено аналіз роторної динаміки та напружено-деформованого стану колеса під дією тиску рідини.

MODERNIZATION OF ZCO 32–150 CONSOLE PUMP BY CUTTING THE QUANTITY OF STEPS

D.Vasilchenko, A. Golovin, I. Hrechka, A. Zarubina, S. Khovanskyi

Summary

The article provides a calculation of the efficiency of the pump. As a result of this, conclusions about the possibility of modernization are made and ways of efficiency increasing are analyzed. The main stages of the impeller design of the upgraded pump are covered. The components of energy loss are analyzed, the numerical value of the volume leakage through the front seal is calculated and the volumetric efficiency value is refined. The numerical value of the power loss to disk friction is determined and the value of the mechanical efficiency is refined. The refined value of the total efficiency is calculated. A 3D parametric three-dimensional model of the centrifugal impeller and a three-dimensional model of the rotor assembly were designed. The distribution of velocity and pressure in the flow part of the impeller was calculated. The rotor dynamics and the stress-strain state of the impeller under the fluid pressure were analyzed.

УДК 658.262:665.1.009.12

WAYS OF INCREASING COMPETITIVENESS ENTERPRISES OF OLIVE-FOOD INDUSTRY

Boltyanska I., Master's degree

Taras Shevchenko National University of Kyiv

+380964709175

Summary – Ukraine is one of the energy-deficient countries, satisfying its needs for fuel and energy resources by their own production of less than 50%. At the same time, the efficiency of using fuel and energy resources in the economy of Ukraine, in particular, in the food industry is very low. Oil and fat industry is one of the energy-intensive in the food and processing industries. Energy costs in the structure of production costs due to higher prices for fuel and energy tend to increase. Therefore, increasing the efficiency of using fuel and energy resources and energy saving at the enterprises of the oil and fat industry is today a key issue and has a strategic direction. This article is devoted to the solution of this particular problem issue.

Key words – oil and fat industry, the competitiveness of products, energy conservation, energy consumption sobar bridges, energy saving measures.

Statement of the problem. Energy saving is one of the key and priority issues of economic safety of Ukraine. This is due to the high energy intensity of the gross domestic product, which is 2–3 times higher than in industrialized countries, rising prices for traditional fuel and energy resources, and an increase in imports of energy resources. Today, Ukraine is one of the energy-deficient countries, fulfilling its needs for fuel and energy resources at the expense of their own extraction by less than 50%. At the same time, the efficiency of using fuel and energy resources in the Ukrainian economy, in particular, the food industry, is very low. The oil and fat industry is one of the most energy intensive in the food and processing industry [1]. Energy costs in the structure of cost of production due to rising fuel and energy prices tend to increase. Thus, at some enterprises for the production of sunflower unrefined vegetable oil, thermal energy costs account for about 25%, and electricity – 20%, which is the result of lower competitiveness of products in domestic markets and

abroad. Therefore, increasing the efficiency of the use of fuel and energy resources and energy saving in oil and fat industry are today a key issue and has a strategic direction. The solution to this problem is devoted to this article [2].

Analysis of recent research. High energy consumption of existing enterprises is largely determined by the use of outdated production Fund, obsolete equipment, imperfect technologies and other objective reasons. On the other hand, the situation is complicated and subjective factors, namely: mismanagement, lack of a unified system of accounting for and control of the use of energy saving equipment, and most importantly – inadequate management arrangements, the removal of which requires a relatively small amount of money. It is obvious that more attention should be paid to fast-payback energy saving measures that are already in the near future, can provide significant economic benefits [2–8]. However, energy saving in fat and oil industry was considered exclusively from the point of view of economy of fuel and energy resources, which, in our opinion, does not give objective results and is, accordingly, a consequence of the low receptivity of energy saving measures.

The most energy intensive is the production of unrefined sunflower oil. After some investigation, it was found that this situation is caused by the following reasons: first, the incomplete utilization of production capacity installed at the enterprises, and secondly, reducing the oil content of sunflower seeds, we can conclude that the decrease of this index by 0.89%, which in turn has negatively affected the increased production of sunflower oil, and therefore on the growth of consumption of products [9, 10].

The article goals is the identification of the impact of energy costs on the competitiveness of oil and fat products, and its increase by reducing power consumption when energy saving measures in enterprises.

The main part. Fat-and-oil complex is one of the most powerful in the agricultural sector production in Ukraine, production capacity which now stands at 7 million 568 thousand tons./year processing of sunflower seeds.

At the same time, the structure of the oil-and-oil complex includes:

- oil extraction plants, the production capacity of which is 5 million 859 thousand tons / year, more than thirty oil press mills producing the main products – unrefined oil, and also receive additional profit from granulation of meal, cake, granulation and briquetting of sunflower husks, which is used as a fuel for receiving thermal, and at some enterprises and electric energy;

- oil-and-vegetable plants for the production of refined oil, margarine products, mayonnaise, phosphatidic concentrate, spreads;

- enterprises producing glycerine, soap products.

The research shows that in recent years the oil and fat industry has become quite rapid: there is a significant increase in the capacity of oilseeds processing, expansion of the range of products and increase of its production volumes (Table 1).

It should be noted that according to the estimation of the Ministry of Agriculture of the USA, Ukraine in terms of the world's largest sunflower oil production for 2013–2017 marketing year took the first place, the share reached 25.7% (3,545 million tons).

Table 1 – Indicators of the oil and fat industry of Ukraine for 2013–2017

Product production	Volume kt/year				
	2013	2014	2015	2016	2017
Production capacity of processing of oilseeds	4901,8	5978,6	6431,4	9084,1	9234,5
Unrefined oil:	2028,6	1782,0	2438,3	2952,6	3080,5
– sunflower	1997,1	1730,4	2432,6	2889,4	3023,6
– soy	9,4	17,5	4,1	62,3	46,2
– rapeseed	20,1	33,8	1,6	0,9	10,7
Oil refined	370,8	374,9	537,3	556,5	592,2
Margarine	296,5	314,00	356,7	367,4	364,5
Mayonnaise	183,4	174,57	162,2	160,8	163,3
The hydrogenated fats	97,7	75,22	104,3	102,4	97,5

But the high degree of saturation of the Ukrainian and world market with oil-and-oil products, accompanied by strong competition. Therefore, it requires manufacturers to look for ways to increase it.

On the basis of the conducted research it was discovered that one of the directions of increasing the competitiveness of products is the effective use of fuel and energy resources in industry.

Oil and fat industry enterprises are included into the first four for the consumption of fuel and energy resources in the food and processing industry. Naturally, the cost of energy consumption is a significant component of the cost of their products and thus significantly affects its competitiveness. Therefore, it is expedient to consider the dynamics of costs of both thermal and electric energy in the structure of cost price, for example, enterprises producing sunflower unrefined oil. The analysis shows that energy consumption grows over the years.

Thus, from the above, it can be argued that for olimjonovich enterprises with the task of implementation of energy saving measures is very important and is a priority.

Based on the analysis of literary sources, using the advanced

experience of foreign and domestic enterprises oil and fat industry, the development of the Ukrainian research Institute of oils and fats, were identified and systematized the main directions of energy saving [8, 9].

– Application pentanols heat exchange systems and technological schemes of oil and fat production. As a result of implementation of this activity will be:

a) an analytical assessment and created a database of existing and prospective energy-saving technical and technological solutions involved in the technological system of agriculture and allied industries;

b) developed an overall strategy for the energy optimization in process systems industry with economic evaluations, etc.;

– Application of cogeneration unit. Cogeneration is a combined heat and power generation process. And as is known, oil extraction plants use energy as an alternative source of sunflower husk.

– Revision of the regulatory framework for energy conservation and the definition of organizational and technical tasks, the implementation of which will provide significant savings in fuel and energy resources.

– Use of electric self-regulating cables.

– Development of recommendations for the increase of kKK of boiler units operating on husk.

– Use of modern condensate dampers or other vapor-closing devices.

– Implementation of energy saving technologies and new equipment and materials, replacement of morally and physically obsolete steam boilers, boiler-auxiliary equipment, modernization of equipment taking into account saving of fuel and energy resources, increase of reliability of its work, protection of the environment.

– Involving non-traditional renewable energy sources. Oil-and-fat plants already have experience in using biomass, namely sunflower husk, to generate heat energy in the form of steam. In our opinion, there are also other, not less potent, nonconventional renewable energy sources, such as: solar energy, wind power, small energy, geothermal energy, and others.

Conclusions. One of the potential directions for increasing the level of competitiveness of oil and scrap products in the domestic and world markets is to increase energy efficiency and, accordingly, reduce the cost of heat and electricity in the structure of cost. Therefore, energy saving at the oil and fat industry is one of the key issues for today.

Literature:

1. Попов М. О. Проблеми конкурентного розвитку олійно-жирової галузі України / М. О. Попов// Conduct of modern science – 2016: Materials of the XII International scientific and practical conference. Sheffield, 2016. – Т. 2. – С. 79–81.

2. Азоєв Г. Л. Конкуренция: анализ, стратегия и практика / Г. Л. Азоєв. – М.: ЦЭИМ, 2001. – 207 с.
3. Теоретичні основи конкурентної стратегії підприємства: монографія / Ю. Б. Іванов [та ін.]; за ред. Ю. Б. Іванова; ХНЕУ. – Х.: ВД “ІНЖЕК”, 2006 – 383 с.
4. Панков В. Инновационная деятельность и стратегия повышения конкурентоспособности продукции: международный и региональный аспекты / В. Панков, Ю. Макогон // Економіст. – 2005. – № 6. – С. 40–45.
5. Портер М. Конкурентная стратегия: методика анализа отраслей и конкурентов / М. Портер; пер. с англ. – 3-е изд. – М.: АльпинаБизнес Букс, 2008. – 453 с.
6. Карлоф Б. Деловая стратегия: концепция, содержание, символы / Б. Карлоф; пер. с англ. – М.: Экономика, 2007. – 248 с.
7. Фатхутдинов Р. А. Управление конкурентоспособностью организации. Эксклюзивные технологии формирования стратегии повышения конкурентоспособности организации: теория, методика, практика: учеб. пособие / Р. А. Фатхутдинов. – М.: Эксмо, 2004. – 539 с.
8. Kaplan, R. S., & Norton, D. P. (2004). *Strategy Maps: Converting Intangible Assets into Tangible Outcomes*. Harvard Business School Press.
9. Попов М. О. Підвищення інноваційної сприйнятливості до енергозбереження олійно-жирових підприємств на основі формування бази типового переліку енергозберігаючих технологій / М. О. Попов, В. Г. Дюжєв // Materials of the X International scientific and practical conference “Scientific horizons – 2014”, (Шефід, 30 вересня – 07 жовтня 2014 р.), Economic science. – Sheffield : Science and education, 2014. – Vol. 2. – С. 7–10.
10. Попов М. О. Напрямки підвищення конкурентоспроможності підприємств олійно-жирової галузі / М. О. Попов // Сучасні тенденції та актуальні питання соціально-економічного розвитку підприємств: мат. Міжн. наук.–практ. конф. / ХНУБА. – Харків, 2013. – Ч. 2. – С. 193–194.
11. Іванов Ю. Б. Стратегія формування конкурентних переваг підприємства в умовах інтенсивної конкурентної боротьби / Ю. Б. Іванов, О. Ю. Іванова // Проблеми економіки. – 2014. – № 4. – С. 121–128.
12. Попов М. О. Енергозбереження як основа конкурентоспроможності підприємств олійно-жирової галузі / М. О. Попов // Технологический аудит и резервы производства. – 2013. – № 1/3 (9). – С. 36–38.

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТИ КОМПАНИЙ МАСЛОЖИРОВОЙ ОТРАСЛИ

Болтянская И.

Аннотация – Украина является одной из энергодефицитных стран, удовлетворяя свои потребности в топливно–энергетических ресурсах за счет собственной их добычи менее чем на 50%. Вместе с тем эффективность использования топливно–энергетических ресурсов в экономике Украины, в частности, пищевой промышленности очень низкая. Масложировая отрасль является одной из энергоемких в пищевой и перерабатывающей промышленности. Энергозатраты в структуре себестоимости продукции в связи с повышением цен на топливо и энергоносители имеют тенденцию к увеличению. Поэтому повышение эффективности использования топливно–энергетических ресурсов и энергосбережения на предприятиях масложировой отрасли сегодня является ключевым вопросом и имеет стратегическое направление. Решению именно этого проблемного вопроса и посвящена данная статья.

ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ КОНКУРЕНТОСПРОМОЖНОСТІ ПІДПРИЄМСТВ ОЛІЙНО–ЖИРОВОЇ ГАЛУЗІ

Болтянська І.

Анотація

Україна є однією з енергодефіцитних країн, задовольняючи свої потреби в паливно–енергетичних ресурсах за рахунок власного їх видобутку менше ніж на 50 %. Разом з тим ефективність використання паливно–енергетичних ресурсів в економіці України, зокрема, харчової промисловості дуже низька. Олійно–жирова галузь є однією з енергоємних у харчовій та переробній промисловості. Енерговитрати у структурі собівартості продукції у зв'язку з підвищенням цін на паливо та енергоносії мають тенденцію до збільшення. Тому підвищення ефективності використання паливно–енергетичних ресурсів та енергозбереження на підприємствах олійно–жирової галузі сьогодні є ключовим питанням і має стратегічний напрямок. Вирішенню саме цього проблемного питання і присвячена дана стаття.

УДК 631.363: 636.085.55

ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНОГО ВИКОНАННЯ ЗМІШУВАЧА КОМПОНЕНТІВ КОМБІКОРМІВ НА ОСНОВІ ПОБУДОВИ ЙОГО МОРФОЛОГІЧНОЇ МОДЕЛІ

Болтянський Б.В., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42–05–70

Гвоздєв О.В., к.т.н.,

ПП Науково–виробнича компанія «Роста»

Дереза С.В., ст. викладач

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 43–60–28

Анотація – робота присвячена методології досліджень обґрунтування конструктивного виконання змішувача компонентів комбікормів на основі побудови його морфологічної моделі. Застосовувані в даний час методики вибору і розрахунку конструктивного виконання змішувачів базуються на дотриманні відповідності конструктивних особливостей змішувачів і мішалок фізико–механічним властивостям середовища, що змішуються, яке дозволяє відмежувати ряд перемішуючих пристроїв. Подальший вибір здійснюється на основі інженерного досвіду, інтуїції або після проведення експериментальних досліджень. У першому випадку відсутня гарантія вибору оптимального рішення, у другому – потрібні тривалі дослідження, що дорого коштують. Одним з найбільш перспективних, з точки зору усунення зазначених недоліків існуючих підходів, є морфологічний підхід до синтезу. В результаті проведених досліджень виявлено, що в плані перспективного напрямку для змішування сипучих компонентів комбікормів переважаючими є пристрої, які оснащені гвинтовими робочими органами з горизонтальним розташуванням робочого органу і працюючими при швидкохідному швидкісному режимі.

Ключові слова – методологія, конструкція, змішувач, морфологія, модель.

Постановка проблеми. Вибір змішувача компонентів комбікормів є складним багатопараметричним завданням, що пов'язано з різноманіттям типів і конструкцій змішувачів сипких компонентів, розходженням у властивостях середовищ, що змішуються, завданням різного ступеня досягнення рівня концентраційного градієнта в змішуваній системі тощо [1].

Аналіз останніх досліджень. Застосовувані в даний час методики вибору і розрахунку конструктивного виконання змішувачів [1] базуються на дотриманні відповідності конструктивних особливостей змішувачів і мішалок фізико–механічним властивостям середовища, що змішуються, що дозволяє відмежувати ряд перемішуючих пристроїв (наприклад, для малов'язких рідин – швидкохідні мішалки, для сипучих середовищ – шнекові та лопатеві змішувачі). Подальший вибір здійснюється на основі інженерного досвіду, інтуїції або після проведення експериментальних досліджень. У першому випадку відсутня гарантія вибору оптимального рішення, у другому – потрібні тривалі дослідження, що дорого коштують.

Одним з найбільш перспективних, з точки зору усунення зазначених недоліків існуючих підходів, є морфологічний підхід до синтезу, викладений швейцарським астрономом Ф. Цвікки (F. Zwicky) у 30–ті роки минулого сторіччя [2] і відомий як «метод морфологічної скрині». Надалі він був розвинений рядом дослідників, зокрема, В.М. Одрінім [3] і широко застосовується для аналізу та синтезу технічних систем [4, 5].

Простір пошуку описується морфологічною безліччю, процес визначення цього простору називається морфологічним аналізом. Процес пошуку рішення називається морфологічним синтезом [6].

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Метою даної роботи є розробка методологічної бази обґрунтування конструктивного виконання змішувача компонентів комбікормів на основі побудови його морфологічної моделі.

Основна частина. В результаті виконання морфологічного аналізу визначається морфологічний безліч, тобто узагальнений безліч альтернативних рішень, що складається з усіх можливих структур і наборів параметрів.

Для вирішення цього завдання виконують класифікацію об'єктів, що входять в цій безліч, виділяючи класифікаційні ознаки, за набором значень яких можна однозначно ідентифікувати структуру і параметри об'єкта. Морфологічний безліч, що задовольняє цим вимогам, не буде моделями в традиційному розумінні математичного моделювання, а буде універсальними моделями цілого класу пристроїв.

Морфологічний безліч представляють у вигляді морфологічних І–АБО дерев, графіків і таблиць.

Процедура знаходження всіх можливих варіантів системи шляхом комбінованого виділення структурних елементів та їх ознак включає наступні етапи:

- формулювання визначення об'єкта;
- обмеження параметрів об'єкта;
- зіставлення кожному з параметрів об'єкта набір ідентифікуючих ознак;
- знаходження можливих варіантів значень ідентифікуючих ознак;
- складання морфологічної моделі–матриці;
- вибір варіантів вирішення проблеми.

Аналіз науково–технічної літератури і патентних досліджень дозволив виявити визначення об'єкта у вигляді: змішувач – це пристрій, що здійснює вплив підключеним до приводу робочим органом на компоненти середовища.

Застосувавши декомпозицію опису об'єкта, визначимо морфологічні параметри у вигляді:

А – організація впливу на середовище, що змішується;

Б – привод робочого органу;

В – вигляд робочого органу;

Г – швидкісний режим робочого органу.

Отриманим морфологічними параметрами можна порівняти набори ідентифікуючих ознак:

- для А: А1 – тимчасова організація впливу; А2 – принцип впливу;
- для Б: Б1 – тип приводу; Б2 – організація з'єднання приводу з робочим органом;
- для В: В1 – тип робочого органу; В2 – розташування робочого органу;
- для Г: Г1 – нерухомий, Г2 – тихохідний, Г3 – швидкохідний.

Шляхом переходу до окремих значень сформульованих ознак була отримана морфологічна модель об'єкта (табл.1).

Морфологічна модель об'єкта задає комбінаторний безліч можливих варіантів структури об'єктів. Кількість варіантів визначається кількістю ідентифікованих параметрів. Зокрема, на основі отриманої моделі може бути побудована наступна кількість варіантів структури об'єкта

$$N = 3 \cdot 3 \cdot 3 \cdot 3 \cdot 4 \cdot 3 \cdot 3 = 2916 \quad (1)$$

Розглянемо вибір варіанту структури пристрою для перемішування сипучих компонентів комбікормів у поточному виробництві. Для потокового виробництва характерно безперервний вплив на продукт A^2_1 . З аналізу науково–технічної літератури і

патентних досліджень з урахуванням енерговитрат вибираємо механічне перемішування A_2^2 з електричним приводом робочого органу B^3_1 через редуктор і муфту B^2_2 або гравітаційне перемішування A_2^1 безприводним B^1_1 , площинним V^3_1 , похилим V^3_2 і нерухомим Γ^1_1 робочим органом.

Таблиця 1 – Морфологічна модель об'єкта

А	A^1_1 – періодична		A^2_1 – безперервна		A^3_1 – циклічна	
	A_2^1 – гравітаційне змішування		A_2^2 – механічне змішування		A_2^3 – повітряне змішування	
Б	B^1_1 – безприводний		B^2_1 – ручний		B^3_1 – електричний	
	B^1_2 – напряму через муфту		B^2_2 – через редуктор і муфту		B^3_2 – безконтактно	
В	V^1_1 – лопатевий	V^2_1 – гвинтовий		V^3_1 – стрічковий (площинний)		V^4_1 – комбінований
	V^1_2 – горизонтальне		V^2_2 – вертикальне		V^3_2 – похиле	
Г	Γ^1_1 – нерухомий		Γ^2_1 – тихохідний		Γ^3_1 – швидкохідний	

При механічному перемішуванні A_2^2 з електричним приводом робочого органу B^3_1 може бути застосований лопатевий робочий орган V^1_1 , гвинтовий V^2_1 , або комбінований V^4_1 будь-якого розташування (V^1_2 , V^2_2 , V^3_2) з тихохідним Γ^2_1 або швидкохідним Γ^3_1 режимами. Тоді, виходячи з обраних морфологічних параметрів пристроїв, що перемішують, отримуємо граф-функцію варіантів структури конструктивного виконання змішувача компонентів комбікормів (рис. 1).

Для виділених дев'ятнадцяти варіантів структури об'єкта з науково-технічної та патентної літератури визначаємо технічні характеристики і вибираємо оптимальний варіант, або виходячи з техніко-економічної оцінки, або залучаючи положення теорії прийняття рішень [6].

Однак, це дуже довгий і трудомісткий прийом. Тому, застосовуючи морфологічний похід по обмеженню параметрів об'єкта, будемо враховувати наступне:

– розглядати тільки ті морфологічні параметри граф-функції варіантів структури конструктивного виконання змішувача компонентів комбікормів, які мають кілька ідентифікуючих ознак;

– у переліку конструктивних ознак враховувати лише ті, які притаманні до пристроїв для виконання даної операції (змішування сипучих компонентів).

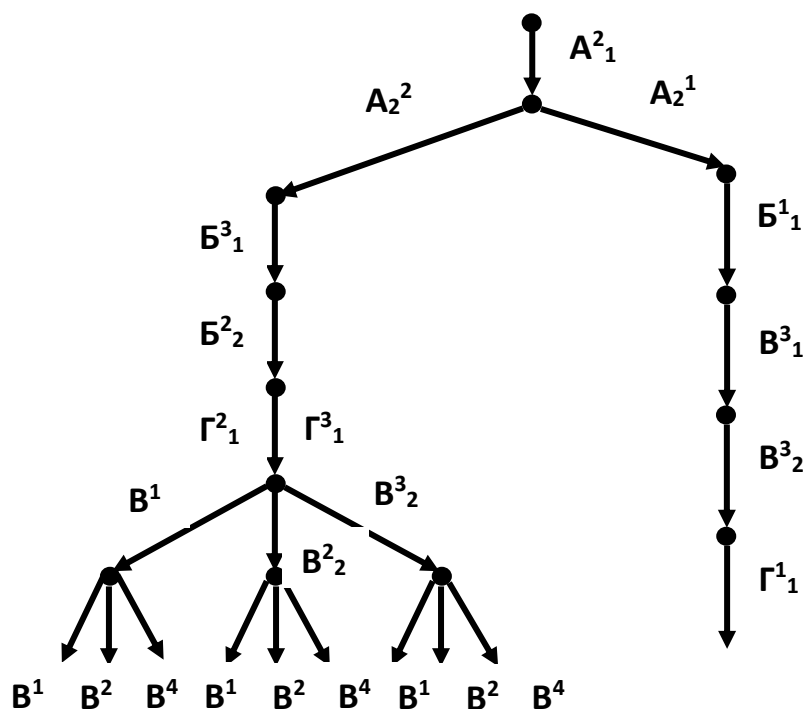


Рис. 1. Граф–функція варіантів структури конструктивного виконання змішувача компонентів комбікормів

Таким чином, основними морфологічними ознаками обрані три ознаки: тип робочого органу, розташування робочого органу і швидкісний режим робочого органу. Типи і описи ознак представлені в таблиці 2.

Таблиця 2 – Типи ознак та їх опис для морфологічного аналізу

Ознака	Види ознак	Умовні позначення
Х. Тип робочого органу	Лопатевий	X1
	Гвинтовий	X2
	Стрічковий	X3
	Комбінований	X4
У. Розташування робочого органу	Горизонтальне	У 1
	Вертикальне	У 2
	Похилене	У 3
	Комбіноване	У 4
Z. Швидкісний режим робочого органу	Нерухомий	Z 1
	Тихохідний	Z 2
	Швидкохідний	Z 3
	Вібраційний	Z 4

Для подальшого синтезу об'єкта досліджень складена морфологічна матриця на основі вибраних основних ознак (табл. 3).

Далі проводимо патентний пошук для змішувачів компонентів комбікормів з такими прийнятими загальними морфологічними ознаками як безперервний вплив на продукт A_2^1 , механічне перемішування A_2^2 з електричним приводом робочого органу B_3^1 через редуктор і муфту B_2^2 . Вибрані патенти змішувачів сипких компонентів заносимо в таблицю 4 і складаємо, згідно таблиці 3 їх морфологічні формули конструкцій.

Таблиця 3 – Морфологічна матриця змішувачів компонентів комбікормів

		Z1	Z2	Z3	Z4
X1	Y1	X1 Y1 Z1	X1 Y1 Z2	X1 Y1 Z3	X1 Y1 Z4
	Y2	X1 Y2 Z1	X1 Y2 Z2	X1 Y2 Z3	X1 Y2 Z4
	Y3	X1 Y3 Z1	X1 Y3 Z2	X1 Y3 Z3	X1 Y3 Z4
	Y4	X1 Y4 Z1	X1 Y4 Z2	X1 Y4 Z3	X1 Y4 Z4
X2	Y1	X2 Y1 Z1	X2 Y1 Z2	X2 Y1 Z3	X2 Y1 Z4
	Y2	X2 Y2 Z1	X2 Y2 Z2	X2 Y2 Z3	X2 Y2 Z4
	Y3	X2 Y3 Z1	X2 Y3 Z2	X2 Y3 Z3	X2 Y3 Z4
	Y4	X2 Y4 Z1	X2 Y4 Z2	X2 Y4 Z3	X2 Y4 Z4
X3	Y1	X3 Y1 Z1	X3 Y1 Z2	X3 Y1 Z3	X3 Y1 Z4
	Y2	X3 Y2 Z1	X3 Y2 Z2	X3 Y2 Z3	X3 Y2 Z4
	Y3	X3 Y3 Z1	X3 Y3 Z2	X3 Y3 Z3	X3 Y3 Z4
	Y4	X3 Y4 Z1	X3 Y4 Z2	X3 Y4 Z3	X3 Y4 Z4
X4	Y1	X4 Y1 Z1	X4 Y1 Z2	X4 Y1 Z3	X4 Y1 Z4
	Y2	X4 Y2 Z1	X4 Y2 Z2	X4 Y2 Z3	X4 Y2 Z4
	Y3	X4 Y3 Z1	X4 Y3 Z2	X4 Y3 Z3	X4 Y3 Z4
	Y4	X4 Y4 Z1	X4 Y4 Z2	X4 Y4 Z3	X4 Y4 Z4

Аналізуючи таблицю 4, можна зробити висновок, що в плані перспективного напрямку по дослідженню пристроїв для змішування сипучих компонентів комбікормів переважними є пристрої, які оснащені гвинтовими робочими органами (варіант X2), з горизонтальним розташуванням робочого органу (варіант Y1) і працюючими при швидкохідному швидкісному режимі (варіант Z3).

На рисунку 2 надано загальний вид гвинтового горизонтального змішувача сипучих компонентів, що працює у швидкохідному швидкісному режимі, розробленого на підставі результатів виконаного морфологічного аналізу.

Таблиця 4 – Морфологічні формули конструкцій змішувачів сипучих компонентів комбікормів

№ з/п	№ патенту	Морфологічна формула
1	2299759 RU	X1Y1Z2
2	2117525 RU	X4Y2Z3
3	55238 UA	X2Y1Z3
4	75928 UA	X2Y1Z3
5	31570 UA	X4Y1Z2
6	84408 UA	X2Y1Z3
7	1565436 SU	X3Y1Z3
8	1421387 SU	X4Y2Z3



Рис. 2. Загальний вид гвинтового горизонтального змішувача сипучих компонентів

Висновки. В результаті виконаного морфологічного аналізу по обґрунтуванню конструктивного виконання змішувача компонентів комбікормів виявлено, що в плані перспективного напрямку по дослідженню пристроїв для змішування сипучих компонентів комбікормів переважаючими є пристрої, які оснащені гвинтовими робочими органами з горизонтальним розташуванням робочого органу і працюючими при швидкохідному швидкісному режимі.

Література:

1. Стренк Ф. Перемешивание и аппараты с мешалками / Ф. Стренк; пер. с польск. под ред. И. А. Шупляке. – Л.: Химия, 1975. – 384с.
2. Zwicky, F. (1969). *Discovery, Invention, Research through the Morphological Approach*. New York: McMillan.
3. Одрин В. М. Метод морфологического анализа технологических систем / В. М. Одрин. – М.: ВНИПИ, 1989. – 310с.
4. Чугунов Д. С. Инверсно–морфологический подход к синтезу технических решений: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.13.12 / Д. С. Чугунов. – Волгоград, 2007. – 21с.
5. Дорофеев С. Ю. Структурно–параметрический синтез широкополосных согласующе–корректирующих цепей свч устройств на основе морфологического и–или дерева и генетического алгоритма: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.12.07 / С. Ю. Дорофеев. – Томск, 2011. – 20 с.
6. Мушик Э. Методы принятия технических решений / Э. Мушик, П. Мюллер ; пер. с нем. Н. В. Васильченко, В. А. Думского. – М.: Мир, 1990. – 204 с.

ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНОГО ИСПОЛНЕНИЯ СМЕСИТЕЛЯ КОМПОНЕНТОВ КОМБИКОРМОВ НА ОСНОВЕ ПОСТРОЕНИЯ ЕГО МОРФОЛОГИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

Болтянский Б. В., Гвоздев А. В., Дереза С. В.

Аннотация – работа посвящена методологии исследований обоснования конструктивного исполнения смесителя компонентов комбикормов на основе построения его морфологической модели. Применяемые в настоящее время методики выбора и расчета конструктивного исполнения смесителей базируются на соблюдении соответствия конструктивных особенностей смесителей и мешалок физико–механическим свойствам среды, которое позволяет отграничить ряд перемешивающих устройств. Дальнейший выбор осуществляется на основе инженерного опыта, интуиции или после проведения экспериментальных исследований. В первом случае отсутствует гарантия выбора оптимального решения, во втором – нужны длительные дорогостоящие исследования. Одним

из наиболее перспективных, с точки зрения устранения указанных недостатков существующих подходов, является морфологический подход к синтезу. В результате проведенных исследований выявлено, что в плане перспективного направления для смешивания сыпучих компонентов комбикормов преобладающими являются устройства, оснащенные винтовыми рабочими органами с горизонтальным расположением рабочего органа и работающими при быстроходном скоростном режиме.

SUBSTANTIATION OF CONSTRUCTIVE PERFORMANCE OF MIXER COMPONENTS OF COMBICERS ON THE BASIS OF BUILDING ITS MORPHOLOGICAL MODEL

B. Boltianskyi, A. Gvozdev, S. Dereza

Summary

The work is devoted to the methodology of studies of the substantiation of the design of a mixer of feed components based on the construction of its morphological model. The currently used methods for selecting and calculating the design of the mixers are based on the compliance of the design features of the mixers and mixers with the physico-mechanical properties of the medium, which mixes, which makes it possible to distinguish a number of mixing devices. Further selection is made on the basis of engineering experience, intuition, or after conducting experimental research. In the first case, there is no guarantee of choosing the optimal solution; in the second, long-term, costly research is needed. One of the most promising, from the point of view of eliminating these shortcomings of the existing approaches, is the morphological approach to the synthesis. As a result of the conducted researches, it was revealed that in the perspective direction for mixing loose components of mixed fodders the devices that are equipped with screw working bodies with a horizontal arrangement of the working body and working at high-speed high-speed mode are prevailing.

УДК 628.316

ВЛАСТИВОСТІ ВОГНЕТРИВІВ НА ОСНОВІ ШЛАМІВ ГАЛЬВАНІЧНИХ ПІДПРИЄМСТВ ТА ЕЛЕКТРОКОРУНДУ

Чернишова Л. М., к.т.н.,

Таврійський державний агротехнологічний університет

Бойко С. Б., викладач математичних дисциплін вищої категорії

Відокремлений структурний підрозділ «МК ТДАТУ»

Тел. (0619) 42–13–54

Анотація – розроблений процес утилізації осаду стічних вод з подальшим застосуванням продукту реакції. Відхід гальванічного виробництва після зневоднення на фільтр – пресі до вологості 75...80% прямував в камеру з нагрівачем, в яку додавали концентровані сірчану і фосфорну кислоти. Утворювалась темно-зелена рідина великої в'язкості, щільністю 1,67 г/см³. Електрокорунд ретельно перемішували з різною кількістю клею і закладали в форми. Після сушіння при визначеній температурі виготовлені зразки випробовували на міцність. Наведені властивості вогнетривів на основі неорганічного клею виготовленого зі шламів гальванічних підприємств на водостійкість, кислотостійкість, обробку матеріалу розчином цементу та міцність.

Ключові слова – шлами гальванічних підприємств, вогнетриви, електрокорунд, осад гідроксидів важких металів.

Постановка проблеми. Проблемою світового масштабу є охорона навколишнього середовища від забруднення токсичними промисловими відходами. До таких відносяться ті з них, які при прямому контакті з організмом людини здатні здійснювати пряму або віддалену токсичну дію або ж вплинути на умови проживання людей і навколишнє середовище. Це пояснюється тим, що промислові відходи, будучи вторинним продуктом виробництва, збагачені токсичними компонентами як органічного, так і неорганічного характеру. Одним з небезпечних і токсичних відходів відносяться відходи гальванічних підприємств. Так широко відомо, що шестивалентний хром, який міститься в стічних водах гальванічних підприємств, є канцерогеном, так як транспортується в клітини

людського організму за допомогою сульфатного транспортного механізму завдяки своїй близькості до сульфатів і хроматів по структурі і заряду.

У світовій практиці накопичений значний досвід з питань запобігання їх несприятливого впливу на навколишнє середовище. До таких заходів належать їх захоронення на полігонах, а також використання в якості вторинної сировини в народному господарстві, зокрема, у будівельній індустрії.

Поховання певних видів відходів на полігонах є невідповідним в економічному відношенні через заняття орних і інших угідь, а також споруди дорогих спеціальних полігонів. Захоронення відходів небезпечно і з точки зору охорони навколишнього середовища, оскільки відходи, будучи продуктами з токсичними властивостями і нестабільного хімічного характеру, можуть мігрувати у вигляді летких компонентів у повітряне середовище або ж у формі розчинних сполук переходити в ґрунтові води, а потім асимілюватися в рослинах і потрапляти в корм тварин у їжу людям.

Єдиним, перспективним, таким, що отримав розвиток в інших країнах способом утилізації гальванічних відходів, являється їх застосування в якості добавок в різних будівельних матеріалах.

Проте при цьому слід зазначити, що утилізація гальванічних відходів у будівельні матеріали вимагає санітарно-гігієнічної оцінки як самих гальванічних відходів, так і матеріалів з їх добавками. Це пояснюється тим, що гальванічні відходи включають у своєму складі катіони біологічно активних металів, склад яких, залежно від виробництва, дуже неоднорідний.

Аналіз останніх досліджень. Існує кілька методів знешкодження та захоронення осадів гальванічних цехів. Одним з них є метод зневоднення осаду до вологості 75–85 % з наступним похованням [1]. Автори роботи [2] пропонують метод знешкодження осаду, що утворюється при очищенні стічних вод гальванічних виробництв, додаючи фосфорну кислоту, з подальшим використанням в якості пігменту. В результаті нерозчинні ортофосфати важких металів перетворюються в сполуки яскравого забарвлення. Автори статті [3] вивчили кількісний і фазовий склад відходів гальванічних виробництв різних підприємств України. В роботі показано, що багато шлаків після попереднього випалу і подшихтовки придатні для виготовлення забарвлених глазурей. Були отримані глазурні покриття від оливково-сірого до темно-зеленого забарвлення при використанні доломітового концентрату. Глазурі на основі фритт 33 і 26, в залежності від складу і кількості шламу були пофарбовані у всі відтінки коричневого кольору: від бежевого до чорного. Дослідно-промислові партії відповідали вимогам діючих стандартів. Автори статті [4]

досліджували вплив різних кислот на вилуговування металів, зокрема хрому і нікелю з відходів гальванічних виробництв. Залізо, хром і нікель вилуговували в розчині сірчаної кислоти при кімнатній температурі 50–60 °C з 10 % сірчаною кислотою. Час екстракції становив 0,5 ч. Відновлення заліза, хрому і нікелю було досягнуто до 99,7 % і 99,46 %, і 98,0 % відповідно. Автори статті у своєму дослідженні порівняли три методи знешкодження гальванічних шламів на основі цинку і заліза:

- знешкодження оксидом кальцію;
- перетворення в інертний матеріал шляхом адсорбції органічних і неорганічних забруднювачів на активоване вугілля;
- перетворення компонентів мобільних відходів у нерозчинні фосфати.

Усі три методи виявилися досить ефективними при конверсії небезпечних відходів в інертний матеріал. Так концентрація цинку в фільтраті в шламі скоротилася на 99,7 % порівняно з необробленим мулом. При обробці шламу активованим вугіллям утримання цинку становить 99,9 %. При обробці фосфорною кислотою – 98,7 %. Автори знешкоджували гальванічний шлам з ванни цинкування виробів оксидом кальцію (CaO). Дотримуючись процедури затвердіння, концентрації Cr (VI), Fe, Cu і Zn були знижені до 92, 44, 66, 57 разів, відповідно, порівняно з необробленими зразками. Додавання 50 % CaO в шлам призводило тим самим перетворення небезпечних відходів в інертний матеріал, придатний для поховання або повторного використання в будівельних процесах [5]. Автори статті [6] спочатку видаляли катіонів заліза і тривалентного хрому вилуговуванням (з допомогою фосфатного процесу). Потім додатково обробляли розчин наступними методами для відновлення двовалентних металів:

- видалення кадмію шляхом цементації;
- вилучення цинку шляхом екстракції розчинником;
- відновлення нікелю і кобальту шляхом осадження у вигляді гідроксидів металів.

Однак схема процесу достатньо складна, тому автори статті рекомендують проводити її в централізованих очисних спорудах. Аналіз публікацій періодичних наукових видань показує різні шляхи утилізації гальванічних шламів. Ми пропонуємо свій метод знешкодження з отриманням матеріалу на основі відходів гальванічного виробництва.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Робота спрямована на вивчення властивостей матеріалів на основі неорганічного клею, виготовленого з осаду гідроксидів важких металів (ГВМ) та електрокорунду – відходу абразивного виробництва.

Основна частина. В якості досліджуваного матеріалу вивчалися відходи гальванічного виробництва. Основу осаду зеленого кольору склали гідроксиди важких металів хрому (до 80%), зв'язані з кристалізаційною водою.

Після зневоднення на фільтр – пресі до вологості 75...80%, осад направляли в камеру з нагрівачем, в яку додавали концентровані сірчану і фосфорну кислоти. Кислоти вступають у реакцію з кристалізаційною водою, карбонатами, органічними речовинами, що містяться в осаді. Відбувається руйнування кристалізаційної структури осаду, органічних речовин, утворення полімерних сполук металів. Після цього відбувалась обробка отриманого розчину при 100°C протягом 60...90 хвилин. Утворювалась темно-зелена рідина великої в'язкості, щільністю 1,67 г/см³.

Визначаємо вологість і рН середовище електрокорунду – відходу абразивного виробництва для виготовлення вогнетривів на основі неорганічного клею. У фарфорову чашку, заздалегідь зважену і прожарену поміщаємо певне навішування і знову зважуємо. Потім висушуємо при 100° з впродовж 1 години, охолоджуємо до кімнатної температури і знову зважуємо. Вологість осаду визначаємо за формулою (1) :

$$x=(b-d)\cdot 100/q, \quad (1)$$

де x – вологість осаду, %;

b – маса чашки з осадом, г;

d – маса чашки з сухим осадом, г;

q – наважка з осадом, г.

Електрокорунд доводили до вологості 80% і вимірювали рН універсальним ЭВ-74, рН = 8,9; середовище слаболужне.

Визначали водостійкість матеріалів з електрокорундом на основі неорганічного клею (таблиця 1).

Більш водостійким є склад з меншим вмістом неорганічного клею на основі гідроксидів важких металів порівняно з електрокорундом.

Далі визначали витримку при навантаженні та напруженість зразків виготовлених на основі 40 грамів неорганічного клею та 100 грамів сухого електрокорунду (таблиця 2).

Отже оптимальним складом для виготовлення міцних і водостійких зразків є склад 40 г клею (з гідроксидів важких металів) + 100 г електрокорунду.

На рис. 1 наведено вогнетрив вогнетривкістю 1750°C на основі неорганічного клею з відходів гальванічного підприємства та електрокорунду.

Таблиця 1 – Водостійкість матеріалів з електрокорундом на основі неорганічного клею

Склад сполучного	Спостереження при зануренні у воду	pH
1	2	3
Клей на основі гідроксидів важких металів (основний компонент Cr^{3+} до 80%) з додаванням сірчаної кислоти	85 г електрокорунду на 50 г клею обробка при 180°C на протязі 2 годин Cr^{3+} вимивається з поверхні через 10 хвилин	3,0
Клей на основі гідроксидів важких металів (основний компонент Cr^{3+} до 80%) з додаванням соляної кислоти	100 г електрокорунду на 60 г клею обробки при 180°C на протязі 2 годин. Cr^{3+} добре вимивається з поверхні зразка. Зразок не руйнується.	1,85
Клей на основі гідроксидів важких металів поміщаємо в суміш соляної і фосфорної кислот	90 г електрокорунду и 50 г клею Cr^{3+} вимивається через декілька хвилин. Зразок після висушування не руйнується	3,85

Таблиця 2 – Стійкість зразків в різних середовищах

Середовище	pH	Витримка при навантаженні, кг	Напруженість, МПа
Температурна обробка	–	–	13,3
Дистильована вода	2,48	1300	10,0
Кисле середовище (2,1–2,9)	0,1	1250	10,4
Розчин цементу	0	1350	9,6
Подвійна обробка розчином цементу	0	1500	11,5



Рис. 1. Вогнетрив на основі неорганічного клею з відходів гальванічного виробництва та електрокорунду

Висновки. Таким чином наведена схема допомагає утилізації гальванічних шламів та отримувати водостійкий матеріал, який в наступному можна використовувати у якості вогнетривких матеріалів.

Література:

1. Любарский В. М. Осадки природных вод и метод их обработки / В.М. Любарский. – М.: Стройиздат, 1980. – 129 с.
2. Перспективы получения связующих и пигментов из техногенного сырья для фосфатных фасадных красок / И. П. Добровольский [и др.] // Вестник ЮУрГУ. – 2012. – № 17. – С. 48–50.
3. Утилизация гальванических шламов / А. Н. Синюшкин [и др.] // Восточно–европейский журнал передовых технологий. – 2012. – № 2/14 (56). – С. 58–61.
4. Garole, D. J., Garole, V. J., & Dalal, D. S. (2012). Recovery of metal value from electroplating sludge. *Research Journal of Chemical Sciences*, 2 (3), 61–63.
5. Orescanin, V., Miculic, N., Mikelic, I. L., Posedi, M., Kampic, S., & Medunic, G. (2009). The bulk composition and leaching properties of electroplating sludge prior following the solidification stabilization by calcium oxide. *Journal of Environmental Science and Health*, 44 (12), 1282–1288. doi: 10.1080/10934520903140082.
6. Twidwell, L. G., & Dahnke, D. R. (2001). Treatment of metal finishing sludge for detoxification and metal value. *The European Journal of Mineral Processing and Environmental Protection Metallurgical Engineering*, 1 (2), 76–88.

СВОЙСТВА ОГНЕУПОРОВ НА ОСНОВЕ ШЛАМОВ ГАЛЬВАНИЧЕСКИХ ПРЕДПРИЯТИЙ И ЭЛЕКТРОКОРУНДОВ

Чернышёва Л.Н., Бойко С.Б.

Аннотация – разработан процесс утилизации осадка сточных вод с дальнейшим применением продукта реакции. Отходы гальванического производства после обезвоживания на фильтр – прессе до влажности 75...80% направлялись в камеру с нагревателем, в которую добавляли концентрированные серную и фосфорную кислоты. Образовывалась темно-зеленая жидкость большой вязкости, плотностью 1,67 г/см³. Электрокорунд тщательно перемешивали с разным количеством клея и закладывали в формы. После сушки при определенной температуре изготовленные образцы испытывали на прочность. Приведены свойства огнеупоров на основе неорганического клея изготовленного из шламов гальванических предприятий на водостойкость, кислотостойкость, обработку материала раствором цемента и прочность.

THE QUALITIES OF FIRE-BRICKS BY SEWAGE SLUDGE OF GALVANIC ENTERPRISE AND SYNTHETIC CORUNDUM

L. Chernyshova, S. Boyko

Summary

The process of wastewater sludge disposal with subsequent application of the reaction product was developed. The waste of galvanic production after dehydration on the filter press to humidity of 75...80% was transferred into the chamber with a heater. Concentrated sulfuric and phosphoric acids were added as well. Dark green liquid of high viscosity was forming. Its density made up 1,67 g/cm³. Electrocorundum was thoroughly mixed with different amount of adhesive and was laid into the forms. After drying at a particular temperature, the samples were tested. The qualities of fire-bricks on the basis of inorganic glue making from electroplating plants sewage on the waterproof, acid resistance, treatment material by cement mortar and strength are given.

УДК 631.17:631.223

ЩОДО ПИТАННЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОГО ЗАСТОСУВАННЯ РЕСУРСОЗБЕРІГАЮЧИХ ТЕХНОЛОГІЙ НА ФЕРМАХ ВЕЛИКОЇ РОГАТОЇ ХУДОБИ

Болтянська Н. І., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел.: (0619) 42–05–70

Анотація – Аграрний сектор, зокрема тваринництво, – один з найбільших споживачів енергії в Україні. Головною причиною високої енергоємності процесів є низький технологічний і технічний рівень тваринницької галузі, використання малоефективних енерговитратних технологій. Тому, з точки зору стратегії раціонального використання енергетичних ресурсів і підвищення енергоефективності аграрного сектора України, зокрема тваринництва, необхідно здійснити економічне обґрунтування стратегії енергозбереження, вивести на український аграрний ринок сучасні інноваційні системи будівництва, технологій і матеріалів; визначити напрями можливого використання нетрадиційних поновлюваних джерел енергії в тваринницькій галузі. Світовий і вітчизняний досвід розвитку молочного скотарства показує, що в основі застосування ресурсозберігаючих технологій лежить науковий і системний підходи, які припускають облік чинників і умов, що впливають на процес виробництва, їх взаємозв'язків. У статті розглянуто чинники та умови забезпечення ефективного застосування ресурсозберігаючих технологій на фермах великої рогатої худоби. Забезпечення підвищення ефективності застосування ресурсозберігаючих технологій в молочному скотарстві за допомогою правильної реалізації організаційно–економічного механізму використання інноваційних технологій в тваринництві потребує комплексного розвитку системи умов і чинників сільськогосподарського виробництва, які за своєю природою дуже різноманітні і численні, взаємопов'язані і взаємообумовлені, змінюються в часі, впливають на явища і процеси і самі піддаються впливу в результаті соціально–економічного розвитку і науково–технічного прогресу. Визначено умови застосування

сучасних технологій в тваринництві на рівні сільськогосподарського підприємства.

Ключові слова – виробництво сільськогосподарської продукції, молочне скотарство, ефективне застосування ресурсозберігаючих технологій.

Постановка проблеми. Україна має значний природний потенціал, завдяки чому здатна не лише забезпечити власні потреби в основних продуктах харчування рослинного і тваринного походження, але і стати експортером високоякісної, конкурентоспроможної, біологічно чистої продукції. Проте, упродовж останніх років в Україні відбувся катастрофічний занепад тваринництва [1–4].

Аграрний сектор, зокрема тваринництво, – один з найбільших споживачів енергії в Україні. Головною причиною високої енергоємності процесів є низький технологічний і технічний рівень тваринницької галузі, використання малоефективних енерговитратних технологій. Тому, з точки зору стратегії раціонального використання енергетичних ресурсів і підвищення енергоефективності аграрного сектора України, зокрема тваринництва, необхідно здійснити економічне обґрунтування стратегії енергозбереження, вивести на український аграрний ринок сучасні інноваційні системи будівництва, технологій і матеріалів; визначити напрями можливого використання нетрадиційних поновлюваних джерел енергії в тваринницькій галузі [5–8].

Аналіз останніх досліджень. Світовий і вітчизняний досвід розвитку молочного скотарства показує, що в основі застосування ресурсозберігаючих технологій лежить науковий і системний підходи, які припускають облік чинників і умов, що впливають на процес виробництва, їх взаємозв'язків. Відмітимо, що разом з усіма інноваційний технологічний процес є найважливішим складовим елементом, навколо якого будуються усі організаційно–економічні взаємини на підприємстві.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Розглянути чинники та визначити умови забезпечення ефективного застосування ресурсозберігаючих технологій в молочному скотарстві.

Основна частина. Для забезпечення раціонального використання наявних ресурсів і впровадження інноваційних ресурсозберігаючих технологій в господарствах галузі молочного тваринництва необхідно розробити організаційно–економічний механізм, що забезпечує створення необхідних умов для їх застосування. У наукових джерелах, присвячених розробці

організаційно–економічного механізму, є різні визначення, які зрештою зводяться до головного, – це система стосунків, що виникає в процесі виробничої діяльності і, що представляє сукупність організаційних і економічних методів, регульованих правовими нормами, забезпечує створення необхідних умов реалізації інноваційних технологій в тваринництві [3].

Застосування нових технологій на основі відповідного організаційно–економічного забезпечення усіх технологічних процесів припускає отримання певного ефекту, який може бути виражений не лише в підвищенні матеріального стану підприємства, але і в поліпшенні соціальних умов, організації праці, екологічної ситуації і т. д.

Досягнення певного порогу ефективності і її подальше підвищення за допомогою правильної реалізації організаційно–економічного механізму використання інноваційних технологій в тваринництві – складний, багатогранний процес. Його забезпечення вимагає комплексного розвитку системи умов і чинників сільськогосподарського виробництва, які за своєю природою дуже різноманітні і численні, взаємопов'язані і взаємообумовлені, міняються в часі, впливають на явища і процеси і самі піддаються дії в результаті соціально–економічного розвитку і науково–технічного прогресу.

В залежності від передбачуваних результатів господарської діяльності вони можуть носити як позитивний, так і негативний характер. Їх вивчення дозволяє правильно оцінити результати роботи, виявити і використовувати резерви зростання, економічного потенціалу підприємства, підвищення ефективності сільськогосподарського виробництва. Умови і чинники, що позитивно впливають на результати господарської діяльності, дозволяють повніше виявити резерви збільшення економічного потенціалу, поліпшення його використання, стабільного економічного розвитку. Аналіз чинників, що негативно вплинули, попереджає їх виникнення, сприяє усуненню недоліків в роботі.

Умови застосування сучасних технологій в тваринництві на рівні сільськогосподарського підприємства приведені на рисунках 1–3.

За характером дії на виробничий процес умови і чинники поділяються на об'єктивні і суб'єктивні. До перших відносяться зміни ринкових цін на сировину, матеріали, паливо, продукцію, тарифів і ставок за послуги і тому подібне. До суб'єктивних можна віднести ефективність використання матеріальних і трудових ресурсів, матеріально–технічної бази, рівень економічної роботи на підприємстві та ін. Крім того, деякі чинники можна розділити на

внутрішні, діючі у рамках структури підприємства, і зовнішні, багато в чому визначувані державною політикою і стратегічними напрямками розвитку країни. Залежно від того або іншого набору негативних і позитивних чинників в господарствах, про що говорилося вище, з метою досягнення найвищої ефективності галузі молочного тваринництва представляються наступні напрями вдосконалення організаційно-економічного механізму застосування сучасних технологій.



Рис. 1. Умови застосування сучасних технологій в тваринництві на рівні сільськогосподарського підприємства



Рис. 2. Умови застосування сучасних технологій в тваринництві на рівні сільськогосподарського підприємства

Науковий супровід ресурсозберігаючих технологій, що впроваджуються.

Вдосконалення нормативної бази і розцінок, адаптація їх до нових параметрів технології.



Рис. 3. Умови застосування сучасних технологій в тваринництві на рівні сільськогосподарського підприємства

Збільшення збуту за рахунок пошуку нових ринків або власної переробки молочної сировини.

Зниження терміну окупності нової техніки і сучасного високопродуктивного устаткування шляхом підвищення ефективності виробництва молока.

Рішення соціальних і кадрових проблем в усьому їх різноманітті.

Вибір варіантів впровадження нових технологій на основі реконструкції і модернізації існуючих тваринницьких приміщень.

Кожна умова може складатися з ряду елементів, які, у свою чергу, можуть виступати як самостійні чинники більшою або меншою

мірою дії на результати господарської, інвестиційної і фінансової діяльності. Взаємодія біолого–зоотехнічних, техніко–технологічних, організаційних і економічних, соціально–психологічних умов нами розглядається як неодмінна умова розвитку виробництва.

Висновки. Забезпечення підвищення ефективності застосування ресурсозберігаючих технологій в молочному скотарстві за допомогою правильної реалізації організаційно–економічного механізму використання інноваційних технологій в тваринництві потребує комплексного розвитку системи умов і чинників сільськогосподарського виробництва, які за своєю природою дуже різноманітні і численні, взаємопов'язані і взаємообумовлені, змінюються в часі, впливають на явища і процеси і самі піддаються впливу в результаті соціально–економічного розвитку і науково–технічного прогресу. Визначено умови застосування сучасних технологій в тваринництві на рівні сільськогосподарського підприємства.

Література:

1. Болтянская Н. И. Анализ основных направлений ресурсосбережения в животноводстве / Н. И. Болтянская, О. В. Болтянский // MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. – 2016. – Vol. 18, No 13, b. – С.49–54.
2. Болтянская Н. И. Щодо оцінки потенційної можливості застосування ресурсозберігаючих технологій на підприємствах молочного скотарства / Н. И. Болтянская, О. В. Болтянский // Науковий вісник ТДАТУ: електронне наукове фахове видання. – Мелітополь, 2016. – Вип. 6, т. 1. – С. 50–55.
3. Дубровин В. О. Обоснование параметров биотехнологического процесса компостирования подстилочного гноя и оборудование для его реализации / В. О. Дубровин// MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. – 2010. – Vol. 12, b. – С.27–34.
4. Болтянская Н. И. Пути развития отрасли свиноводства и повышение конкурентоспособности ее продукции / Н. И. Болтянская// MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. – 2012. – Vol. 14, No 3, b. – С.164–175.
5. Болтянская Н. И. Система чинників ефективного застосування ресурсозберігаючих технологій в молочному скотарстві на підприємстві / Н. И. Болтянская // Науковий вісник ТДАТУ: електронне наукове фахове видання. – Мелітополь, 2016. – Вип. 6, т.1. – С. 55–64.
6. Болтянская Н. И. Показники оцінки ефективності застосування ресурсозберігаючих технологій в тваринництві / Н. И.

Болтянська // Вісник Сумського НАУ. – Суми, 2016. – Вип. 10/3 (31). – С. 118–121. – (Механізація та автоматизація виробничих процесів).

7. Артемова Е. И. Экономические аспекты инновационного развития животноводства: автореф. дис. д-ра эк. наук. / *Е. И. Артемова.* – Краснодар, 2008. – 45 с.

8. Болтянська Н. І. Умови забезпечення ефективного застосування ресурсозберігаючих технологій в молочному скотарстві / *Н. І. Болтянська, О. В. Болтянський // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2016. – Вип. 16, т. 2. – С. 153–159.*

К ВОПРОСУ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОГО ПРИМЕНЕНИЯ РЕСУРСОБЕРЕГАЮЩИХ ТЕХНОЛОГИЙ В МОЛОЧНОМ СКОТОВОДСТВЕ

Болтянская Н.И.

Аннотация – аграрный сектор, в частности животноводство – один из крупнейших потребителей энергии в Украине. Главной причиной высокой энергоемкости процесса является низкий технологический и технический уровень животноводческой отрасли, использование малоэффективных энергозатратных технологий. Поэтому, с точки зрения стратегии рационального использования энергетических ресурсов и повышения энергоэффективности аграрного сектора Украины, в частности животноводства, необходимо осуществить экономическое обоснование стратегии энергосбережения, вывести на украинский аграрный рынок современные инновационные системы строительства, технологий и материалов; определить направления возможного использования нетрадиционных возобновляемых источников энергии в животноводческой отрасли. Мировой и отечественный опыт развития молочного скотоводства показывает, что в основе применения ресурсосберегающих технологий лежит научный и системный подходы, которые предполагают учет факторов и условий, влияющих на процесс производства, их взаимосвязей. В статье рассмотрены факторы и условия обеспечения эффективного применения ресурсосберегающих технологий на фермах крупного рогатого скота. Обеспечение повышения эффективности применения ресурсосберегающих технологий в молочном скотоводстве с помощью правильной реализации организационно-экономического механизма использования инновационных технологий в животноводстве требует комплексного развития системы условий и факторов

сельскохозяйственного производства, которые по своей природе очень разнообразны и многочисленны, взаимосвязаны и взаимообусловлены, меняются во времени влияют на явления и процессы и сами подвергаются воздействию в результате социально-экономического развития и научно-технического прогресса. Определены условия применения современных технологий в животноводстве на уровне сельскохозяйственного предприятия.

TO THE QUESTION OF PROVIDING THE EFFECTIVE USE OF RESOURCE-SAVING TECHNOLOGIES IN DAIRY CATHEDRALS

N. Boltyanska

Summary

The agricultural sector, in particular animal husbandry, is one of the largest energy consumers in Ukraine. The main reason for the high energy intensity of the processes is the low technological and technical level of the livestock industry, the use of low-efficient energy-consuming technologies. Therefore, from the point of view of the strategy of rational use of energy resources and improving the energy efficiency of the agricultural sector of Ukraine, in particular livestock farming, it is necessary to carry out an economic rationale for an energy saving strategy, bring modern innovative building systems, technologies and materials to the Ukrainian agricultural market; determine the direction of the possible use of alternative renewable energy sources in the livestock industry. The world and domestic experience in the development of dairy cattle breeding shows that the basis for the use of resource-saving technologies is scientific and systemic approaches that involve the consideration of factors and conditions affecting the production process, their interconnections. The article describes the factors and conditions for ensuring the effective application of resource-saving technologies on cattle farms. Ensuring the efficiency of the use of resource-saving technologies in dairy cattle breeding through the correct implementation of the organizational and economic mechanism for the use of innovative technologies in animal husbandry requires the complex development of a system of conditions and factors of agricultural production, which by their nature are very diverse and numerous, interrelated and interdependent, change over time phenomena and processes themselves are exposed as a result of social and economic development and scientific and

technological progress. The conditions for the application of modern technologies in animal husbandry at the level of an agricultural enterprise have been determined.

УДК 636.4.084.74

ТЕНДЕНЦІЇ ВДОСКОНАЛЕННЯ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ РОЗДАЧІ КОРМІВ ВІДЛУЧЕНИМ ПОРОСЯТАМ

Кузьміна Т. М., старший науковий співробітник
*ФДБНУ «Російський науково-дослідний інститут інформації і
техніко-економічних досліджень з інженерно-технічного
забезпечення агропромислового комплексу»*

Тел. (495) 993-44-04

Парієв А. О., к.т.н., старший науковий співробітник

Запорізький науково-дослідний центр з механізації тваринництва

Тел. (061) 289-81-44

Болтянський Б. В., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-05-70

Анотація – дана робота присвячена аналізу обладнання для годівлі поросят після відлучення їх від свиноматок. Поросята після відлучення від свиноматки потребують високоякісних і бездоганих (в гігієнічному відношенні) кормів та води. Для виконання цієї умови в даний час пропонуються комплекти обладнання, що розрізняються не тільки за станом розданого корму (рідке або сухе), але і за конструктивним виконанням. Для годівлі відлучених поросят пропонується різне обладнання, яке можна умовно розділити на дві групи: системи для рідкої та сухої годівлі. До пропонованих в даний час систем роздачі кормів для відлучених поросят відносяться системи, в яких вода примусово змішується з сухим кормом. За принципом приготування рідкої кормової суміші їх можна розділити на системи централізованого приготування кормосуміші та змішування корму і рідини в годівниці.

Ключові слова – відлучені поросята, сухий корм, вологий корм, система рідкої годівлі, система сухої годівлі, годівниця, трубопровід, резервуар-змішувач.

Постановка проблеми. Після відлучення поросят від свиноматки вирішальне значення для їхнього подальшого значення набуває технологія годівлі. Сьогодні пропонується відлучених

поросят годувати сухим або рідким кормом, для чого застосовується різне обладнання. Його у відповідності з видом корму можна розділити на системи рідкої і сухої годівлі.

Альтернативою системам приготування і роздачі кормів є системи змішування корму в годівниці. Для роздачі сухого корму застосовуються системи сухої годівлі, які включають три блоки – зберігання, транспортування і роздачі комбікорму. Зараз на ринку свинарського обладнання деякими фірмами пропонуються спеціальні установки для приготування і роздачі кашоподібних кормів. На російському ринку це – установка Spotmix австрійської фірми «Schauer» і «Hydro Jet» німецької фірми «Dig Dutchman». Переважного поширення не має жодна система: системи рідкої годівлі забезпечують отримання великих приростів, проте як і раніше складно забезпечити дотримання гігієнічних вимог. Застосування систем сухої годівлі забезпечує отримання трохи менших приростів, порівняно з системами рідкої годівлі. Але вони забезпечують хорошу збереженість поросят, за рахунок згодовування корму невеликими порціями, а установка ніпелів, вмонтованих в годівницю, дозволяє організувати годівлю поросят кашоподібним кормом, що, на думку фахівців, є найбільш прийнятним.

Аналіз останніх досліджень. Аналіз досліджень показав, що в технологічному ланцюгу виробництва свинини вирощування відлучених поросят займає важливе місце та визначає ефективність всього процесу отримання продукції. В даний час чітко визначилися три технології відлучення поросят від маток: традиційна – 60 днів, рання – в 21–30 днів і понад рання – до 21 дня. У багатьох країнах Європи отримав поширення спосіб відлучення поросят віком 21–28 днів. Але у цей період виникає цілий ряд проблем, які призводять не тільки до зниження приросту ваги, але і до загибелі тварин, а також відрив від свиноматки, розрив зв'язків між поросятами одного посліду і формування нової групи в умовах рангової боротьби, зміна обстановки, зіткнення з новим мікробним середовищем, дефіцит енергії і підвищена потреба в теплі (28–31°C) з-за меншого споживання корму. У такій ситуації важливо створити умови для поступового переходу від молочного вигодовування до годівлі твердими кормами після відлучення, забезпечивши при цьому рівномірний розвиток поросят. Вибір технології годівлі і застосування відповідного обладнання має вирішальне значення.

Дана проблема розглядається в роботах Коновалова В.В., Гегамяна Н.С., Пономарьова Н.В., Черногорова А. Л. та ін. [1].

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Систематизація та аналіз тенденції розвитку обладнання для роздачі кормів відлученим поросятам.

Основна частина. Для годівлі відлучених поросят пропонується різне обладнання, яке можна умовно розділити на дві групи: системи для рідкої та сухої годівлі. Обладнання обох груп повинно відповідати наступним вимогам [2–4]:

- забезпечення годівлі поросят дрібними порціями з постійним збільшенням розміру порції в перші два тижні для подальшого переходу до годівлі «досхочу»;
- забезпечення постійного необмеженого доступу до води;
- трьох – і більше кратна роздача порцій корму;
- синхронізація годівлі (забезпечення кормом групи поросят одночасно як при використанні поздовжніх годівниць, так і круглих годівниць);
- механізація і автоматизація процесу роздавання корму;
- простота конструкції, що забезпечує для поросят легкість отримання корму, а для персоналу – легкість обслуговування;
- висока функціональна надійність і довговічність обладнання.

Сучасне обладнання для роздачі рідких кормів. До пропонованих в даний час систем роздачі кормів для відлучених поросят відносяться системи, в яких вода примусово змішується з сухим кормом. За принципом приготування рідкої кормової суміші їх можна розділити на системи централізованого приготування кормосуміші та змішування корму і рідини в годівниці [5].

Найпростіше виконання системи для роздачі рідкого корму, що відноситься до першої групи, включає резервуар для замішування корму з мішалкою, насоса, кільцевого трубопроводу з клапанами для подачі корму, керованих вручну. Комплекти обладнання для роздачі рідкого корму відлученим поросятам базуються на стандартних системах, від яких вони відрізняються меншим об'ємом змішувального бункера і діаметром трубопроводу (25–40мм) [6].

Резервуар для замішування корму, як правило, виконаний з пластмаси з армованим скловолокном або стійкої до кислот листової сталі. Форма резервуара – у вигляді прямокутної призми або циліндрична з конусоподібним дном. Готовий корм витікає через випускні воронки.

При використанні для приготування рідкого корму борошноподібних або гранульованих кормів найбільш доцільним є застосування повільно обертових (60...100 хв.⁻¹) лопатей великого розміру, встановлених на вертикальній або горизонтальній осі. Вони забезпечують досить швидке якісне перемішування, споживаючи при цьому менше енергії, ніж швидкісні мішалки (1400...1500 хв.⁻¹). Якість приготовленої суміші залежить не тільки від того, наскільки рівномірно перемішані її компоненти, але і від точного співвідношення компонентів у ній. Для забезпечення цього служать

дозатори.

Існуючі до недавнього часу вагові системи замінюються електронними та електромеханічними датчиками, принцип дії яких практично однаковий: під впливом навантаження (зважування компонентів кормової суміші) сталевий пруток, на який нанесені тензометричні смужки, прогинається або повертається у вихідне положення (розвантаження). Зміна довжини вловлюється датчиками і призводить при проходженні регулює теплову потужного струму до зміни опору пропорційно масі.

Найбільше поширення отримали електронні системи, у яких в якості перетворюючих елементів використовуються або прутки анероїдні коробки. Як правило, кількість датчиків, якими оснащується змішувальний резервуар, коливається від 1 до 3. Використання цих дозаторів забезпечує точність зважування $\pm 5\%$, при цьому їх технічні можливості такі, що досяжними відхиленнями є $\pm 1...2\%$ [7,8].

Приготовлена гомогенна суміш з допомогою насосів, установлених поза резервуара, через трубопроводи подається в годівниці окремих секцій приміщення. В залежності від довжини транспортних шляхів використовуються відцентрові або ексцентрикові шнекові насоси.

Відцентрові насоси в силу простоти і надійності конструкції, нечутливості до сторонніх домішок і ходу «всуху» (зменшення подачі води) отримали широке поширення. При тиску до 0,3 МПа їх продуктивність сягає 500...1000л/хв., встановлена потужність – від 3 до 7,5 кВт.

При довгих трубопроводах (більше 300м) або великих перепадах висоти (більше 3м) найбільш ефективно застосування ексцентрикових шнекових насосів. За їх допомогою можливе переміщення на великі відстані кормової суміші з високим вмістом сухої речовини. При потужності приводу 4кВт їх продуктивність становить 500 л/хв. Однак, підвищена чутливість до сторонніх домішок вимагає додаткової витрати води. [6].

Останнім часом простежується тенденція відмови від насосного обладнання. Так фірма «Tewe» (Німеччина) представила агрегат, що складається із змішувального резервуара і напірного котла. Корм з рідиною змішується в першому, після чого подається вдруге, і далі здійснюється дозування рідкої кормової суміші [5].

У деяких німецьких виробників, наприклад, «Silohaake», «Weda», «Hölscher&Leuschner» змішувальний бункер є одночасно і напірним котлом. Після перемішування корму бункер щільно закривається і туди подається стиснене повітря. Створений надлишковий тиск транспортує корм трубопроводами в годівниці. Очищення трубопроводів проводиться вдуваючим водяним туманом.

Дане технічне рішення дозволяє змішувати і дозувати навіть невеликі порції для окремих годівниць без погіршення санітарного стану установок.

Система кормових трубопроводів є кільцевої, що дозволяє скидати корм в резервуар. Трубопроводи виготовляються з кислотостійкої пластмаси, оснащуються перепускним клапаном, наявність якого запобігає небажаному стіканню корму в змішувальний резервуар, наприклад, при простій установки або при дозуванні, що підвищує точність самого дозування.

Системи транспортування рідкого корму використовуються в поєднанні з довгими коритоподібними годівницями. Їх розмір вибирається таким чином, щоб до початку періоду дорощування співвідношення тварина/кормомісце становило 1:1. При цьому фронт годівлі на кожне порося вагою 7–8 кг становить 8–10 см.

Подача корму в годівницю проводиться у відповідності з заданим часом годівлі. Для постійного забезпечення відлучених поросят свіжоприготованою порцією корму деякі фірми пропонують сенсорне управління процесом подачі корму в годівницю. Для цього в годівницях встановлюються датчики. Так у системі «Baby–Mix–Feeder» німецької фірми «Förster–Technik» корм готується для окремої годівниці в невеликому змішувальному резервуарі (максимальна ємність 7 л), далі за допомогою відцентрового насоса переміщається у кормопровід, з якого стисненим повітрям виштовхується в годівницю. У кожній годівниці встановлений датчик, що подає сигнал «порожньо», за яким починається приготування чергової порції корму. При цьому фермеру досить задати часовий інтервал спрацьовування датчиків. За даними виробника, завдяки безперервному процесу годівлі одна установка може обслуговувати до 1500 порослят вагою 7–30 кг. І це при тому, що продуктивність по замішуванню і дозуванню порівняно невелика.

Такий принцип управління використаний і в системах рідкої годівлі фірм «Weda», «Big Dutchman» (Німеччина), австрійської фірми «Schauer».

В останні роки в якості альтернативи складним і дорогим системам з централізованим приготуванням кормосуміші пропонуються системи змішування корму і рідини в годівниці. Вони мають накопичувальний бункер для сухого корму, завантаження якого здійснюється за допомогою спіральних, ланцюгових або тросово–шайбових транспортерів. Дозування корму та води регулюється електронними приладами. Їх змішування проводиться безпосередньо в годівниці. Управління процесом – за допомогою сенсорних датчиків. До цього типу можуть бути віднесені системи Duplexx (фірма «AcoDurofarm», Німеччина), Ferkelfeeder (фірма «MollAnla–gen

GmbH&Co KG», Німеччина), Relaxfeeder (фірма Buschhoff», Німеччина), VitalFeed (фірма «Laake GmbH», Німеччина) [6].

Перевага цих систем полягає в тому, що дозування сухого корму та води відокремлено в часі від транспортування і приготування. Це дозволяє готувати менші порції корму і скорочувати інтервали між годівлями.

Сучасне обладнання для роздачі сухого корму. Найбільш сучасними, гігієнічними, простими в експлуатації, а тому менш трудовитратними є системи сухої годівлі. Їх виробництвом в Західній Європі зайняті фірми «Egebjerg», «Funkl», «Durofarm» (Данія), «Big Dutchman», «Stalltechnic Langenhorst», «Schwienhorst» (Німеччина), «Roxell» (Бельгія), «Gropa» (Нідерланди) та ін.

Системи сухої годівлі включають три блоки – зберігання, транспортування і роздачі комбікорму [9].

Основним елементом блоку зберігання є бункери–накопичувачі для комбікорму, що виготовляються з самих різних матеріалів (оцинкована сталь із спеціальним покриттям з внутрішньої сторони і без нього, скловолоконні листи тощо) і мають різні обсяги. Вони, як правило, пристосовані для завантаження пневматичними завантажувачами (при використанні вітчизняних ЗСК їх висота не повинна перевищувати 6 м), але можна завантажувати корм і механічними транспортерами. Оскільки вітчизняні корми можуть бути не гранульовані, мати підвищену жирність, внутрішня поверхня бункера виконується досить слизькою і запобігає «зависанню» корму. В бункерах фірми «Roxell» (Бельгія) ця проблема вирішується за рахунок виготовлення бункерів з гнутих профілів, переріз яких має вигляд трапеції, у якої суміжний кут однієї бічної сторони дорівнює куту ковзання, а інший – негативний. Завдяки цьому виключається зводоутворення і «зависання» кормів.

Для транспортування корму із зовнішніх бункерів в свинарське приміщення і роздачі його по годівницях пропонуються транспортери – шнекові, тросово–шайбові або ланцюгово–шайбові. На думку ряду фахівців, найбільш надійними і легкими в обслуговуванні є шнекові. Вони не вимогливі до наявності сторонніх домішок (каміння, гайок, болтів та ін.) у кормах. Корм подається в будівлю свинарника і роздається в годівниці в автоматичному режимі, який задається на комп'ютері.

Для годівлі відлучених поросят застосовується два види годівниць: довгі коритоподібні і годівниці з дозуючим пристроєм і вбудованими ніпелями.

Найбільш пропонованими на ринку свинарського устаткування є годівниці з дозаторами і вбудованими ніпелями. Їх конструкції практично ідентичні: рама з круглою або прямокутною підставою

(кормовий лоток), на яку корм висипається, і закріплена на ній ємність для корму у вигляді труби або перевернутого конуса з розташованим внизу дозатором. Виняток становлять годівниці фірми «Groba» (Нідерланди), які виконані у вигляді циліндра, на боці якого зроблено отвір для годівлі тварини. Однак, при встановленні цих і вище описаних годівниць в одному станку, тварини віддавали перевагу останнім.

Порівняння годівниць з круглим або прямокутним, складної конфігурації, лотком свідчить про перевагу перших. При прямокутній формі лотка зі складною конфігурацією свині фактично поїдають корм з плоского майданчику–постаменту, розкидаючи його по причині інстинктивного «риття носом».

Незважаючи на те, що конструктивне виконання годівниць даного виду в ряді випадків потребує доопрацювання, позитивним моментом є можливість згодовування поросят корми у вигляді кашки, яку ті готують самостійно.

Взагалі, на думку фахівців, годівля відлучених поросят кашоподібними кормами є перспективним. При використанні систем рідкої годівлі для приготування кашоподібних кормів виникають проблеми транспортування і видачі їх у годівницю. При переміщенні його по трубопроводах очищення їх складне, при цьому, чим нижча вологість кормосуміші і менше діаметр кормопроводу, тим більша кількість корму залишається в трубопроводі (таблиця 1). При великій протяжності кормопроводів суміш нерідко охолоджується до температури нижче допустимої, що призводить до зниження поїдання її тваринами.

В даний час на ринку свинарського обладнання деякими фірмами пропонуються спеціальні установки для приготування і роздачі кашоподібних кормів (установка «Spotmix» австрійської фірми «Schauer» і «HydroJet» німецької фірми «DigDutchman») [10–12].

В установці «Spotmix» приготування суміші проводиться безпосередньо перед дозуванням в годівницю. У таблиці 2 наведено її технічна характеристика. Основними елементами установки є змішувач, турбокомпресор, ротаційно–розподільний пристрій і комп'ютер.

Випробування установки «Spotmix» показали, що вона забезпечує біологічну продуктивність поросят і прийнятну якість виготовленої кормосуміші. Система «HydroJet» (фірма «BigDutchman», Німеччина) розроблена спеціально для годівлі відлучених поросят. Вона компактна, для її встановлення не потрібно приміщення великої площі.

Таблиця 1 – Якість очищення кормопроводів в залежності від їх діаметра та матеріалу, вологості корму [2]

Вологість суміші, %	Залишки кормосуміші в трубопроводі, %					
	Діаметр трубопроводу, м					
	металевого			поліетиленового		
	0,053	0,0817	0,093	0,054	0,0835	0,092
<i>Очищення шароподібною пробкою</i>						
67,6	10,0	7,7	6,00	10,7	7,0	4,8
72,0	6,8	4,60	3,70	7,3	4,9	3,3
74,7	5,5	3,84	3,13	6,1	4,3	2,6
<i>Очищення стиснутим повітрям</i>						
67,6	30,6	32,7	26,3	28,5	27,1	26,2
72,0	24,2	34,0	25,6	27,7	28,0	25,3
74,7	26,4	25,2	24,4	29,1	21,4	23,5
<i>Очищення водою</i>						
67,6	18,36	19,2	15,8	20,4	15,7	15,5
72,0	19,2	13,5	10,6	28,2	14,4	9,6
74,7	18,3	13,1	9,3	24,5	10,4	10,6

Таблиця 2 – Технічна характеристика установки «Spotmix»

Поголів'я, що обслуговується установкою, поросят на 1 кормомісце	до 5000
Об'єм змішувача, м ³	10–90
Об'єм проміжної ємності, м ³	10–90
Продуктивність, л/хв.	4000–5000
Тиск води в системі, бар	2–3
Доза видачі, кг:	
мінімальна	0,1
максимальна	90
Точність дозування, г	±10
Довжина лінії кормороздача, м	Не обмежена

На відміну від установки «Spotmix» замішування кашоподібної кормосуміші проводиться в ємності, встановленої в кормокухні, з якої суміш по кормопроводам надходить у вентиль. Дана система дозволяє здійснювати дозування по вентилям мінімальних обсягів корми з високим вмістом сухої речовини (понад 30%) (табл. 3).

Відмінною особливістю системи є відсутність кормових насосів. Переміщення кормосуміші по трубах проводиться так само, як і в установці «Spotmix», за допомогою повітря. Кількість кормосуміші готується на розрахункове поголів'я з урахуванням віку тварин, в результаті чого після роздачі ємність повністю звільняється від корму.

Очищення трубопроводів проводиться водою за допомогою шароподібної пробки, ємності для змішування протягом дня багаторазово дезінфікуються за допомогою пристрою кислотного туману.

Таблиця 3– Техническая характеристика системы «HydroJet»

Поголів'я, що обслуговується системою, поросят	40–50
Об'єм змішувальної ємності, м ³	50
Температура, °С:	
води для замішування	37
готової кормосуміші	30–32
Комп'ютер	МС99NT
Мінімальна доза видачі, кг	2,0

Як система «Spotmix», так і «HydroJet» складні в експлуатації і потребують певної кваліфікації обслуговуючого персоналу, порівняно з системами сухої годівлі, які оснащені годівницями з вбудованими ніпельними напувалками (НохLine (фірма «Roxell», Бельгія), PigNis, Lean Machine (фірма «Big Dutchman», Німеччина), Ecomat Junior (фірма «Schauer», Австрія) та інших).

Висновки. Поросята після відлучення від свиноматки потребують високоякісних і бездоганних (в гігієнічному відношенні) кормів та води. Для виконання цієї умови в даний час пропонуються комплекти обладнання, що розрізняються не тільки за станом розданого корму (рідке або сухе), але і за конструктивним виконанням.

Практика показує, що переважного поширення не має жодна система. Незважаючи на те, що системи рідкої годівлі забезпечують отримання більших приростів, як і раніше складно забезпечити дотримання гігієнічних вимог. Оснащення систем рідкої годівлі різними засобами з очищенням ємностей і трубопроводів призводить до подорожчання комплекту в цілому.

Застосування систем сухої годівлі забезпечує отримання приростів трохи менших, порівняно з системами рідкої годівлі. Однак вони забезпечують хорошу збереженість поросят, за рахунок згодовування корму невеликими порціями, а установка ніпелів, які вмонтовані в годівницю, дозволяє організувати годівлю поросят кашоподібним кормом, що, на думку фахівців, є найбільш прийнятним.

Література:

1. Гегамян Н. С. Эффективная система производства свинины(опыт, проблемы и решения) / *Н. С. Гегамян, Н. В. Пономарев, А. Л. Черногоров.* – 2-е изд., перераб. и доп. – Ч. 1. – М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2010.– 360 с.
2. Коновалов В. В. Совершенствование оборудования для кормления поросят–отъемышей / *В. В. Коновалов* // Техника в сельском хозяйстве. – 2003. – № 3. – С. 41–42.
3. Der Trendgeht zur Sensorfütterung // *Top agrar.* – 2004. – № 11. – S. 8–11.
4. Степанов В. Снижение стресса при выращивании и откорме молодняка / *В. Степанов* // Свиноводство. – 2003. – № 4. – С.20–23.
5. Смешано–съедено. Новые технологии кормления поросят–отъемышей // *Новое сельское хозяйство.* – 2004. – № 4. – С. 56–59.
6. Futter und Wasser im Trog gemischt // *DLZ.* – 2004. – № 11. – S. 118–122.
7. Sensor contra Breiautomaten // *Landwirtschaftsblatt westerems.* – 2002. – № 19. – S. 18–22.
8. Intervall order a dlibitumfüttern?//*DLZ.* –1998. – № 8. – S. 100–105.
9. Лысцов А. В. Какая кормушка лучше? / *А. В. Лысцов* // Животноводство России. – 2000. – № 8. – С. 34–36.
10. Ауманн К. Система жидкого кормления HydroJet / *К. Ауманн* // Животноводство России. – 2004.– № 10. – С.60.
11. Проспекты фирмы "Schauer"(Австрия). – [Б.м.], [б.г.]. – 2с.
12. Проспекты фирмы "Big Dutchman" (Германия). – [Б.м.], [б.г.]. – 2с.

ТЕНДЕНЦИИ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ РАЗДАЧИ КОРМОВ ПОРОСЯТАМ–ОТЪЕМЫШАМ

Кузьмина Т.Н., Париев А.А., Болтянский Б.В.

Аннотация – данная работа посвящена анализу оборудования для кормления поросят после отлучения их от свиноматок. Поросята после отлучения от свиноматки требуют высококачественных и безупречных (в гигиеническом отношении) кормов и воды. Для выполнения этого условия в настоящее время предлагаются комплекты оборудования, различающихся не только по состоянию розданного корма (жидкий или сухой), но и по конструктивному исполнению. Для кормления поросят после отлучения их от свиноматок

предлагается разное оборудование, которое можно условно разделить на две группы: системы для жидкого и сухого кормления. К предлагаемым в настоящее время системам раздачи кормов для поросят после отлучения их от свиноматок относятся системы, в которых вода принудительно смешивается с сухим кормом. По принципу приготовления жидкой кормовой смеси их можно разделить на системы централизованного приготовления кормосмеси и смешивания корма и воды в кормушке.

TENDENCIES OF IMPROVEMENT OF EQUIPMENT FOR THE DISTRIBUTION OF FEED TO POWDER GRAINS

T. Kuzmina, A. Pariiev, B. Boltianskyi

Summary

This work is devoted to the analysis of equipment for feeding pigs after weaning them from sows. After weaning, sows require high quality and perfect (hygienically) feed and water. To fulfill this condition, equipment sets are currently being offered, which differ not only in the state of the feed distributed (liquid or dry), but also in their design.

For weaning piglets after weaning them from sows, different equipment is offered, which can be divided into two groups: liquid and dry feeding systems.

The currently proposed feed distribution systems for piglets after weaning them from sows are systems in which water is forcibly mixed with dry feed. According to the principle of preparing a liquid feed mixture, they can be divided into systems for centralized preparation of the feed mixture and mixing feed and water in the feeder.

УДК 628.1

ЗМІШУВАЧІ ДВОКОМПОНЕНТНИХ РІДИН, РІДИННИХ СЕРЕДОВИЩ І РЕАГЕНТІВ У ВОДІ

Мовчан С. І., к.т.н.,

Болтянська Н. І., к.т.н.,

Болтянський О. В., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел.: (0619) 42–04–42

Анотація – при змішуванні і підготовленні двокомпонентних рідинних середовищ: водних розчинів, технічних рідин використовується значна кількість приладів й устаткування. Головна вимога до цього обладнання простота, надійність та ефективність проведення технологічних операцій. Досягається виконання поставленої задачі використанням променевих перфорованих трубопроводів відведення суміші і циркуляційних патрубків. Процес змішування водних розчинів передбачає інтенсивність утворення більш суцільних первинних агрегатів (пухирців). Інтенсивність перемішування характеризується градієнтом швидкості, який в умовах роботи обмеженого простору дозволяє забезпечити ефективність роботи водоочисного обладнання. Обґрунтовано використання змішувачів двокомпонентних рідин, рідинних розчинів і реагентів для стічних вод, що використовується в якості допоміжного обладнання, обрано оптимальну конструкцію механічного змішувача, експериментально встановлено габаритні розміри, конструктивне виконання, розроблені умови змішування компонентів, що використовуються в даному процесі.

Ключові слова – змішувач, дозування розчинів, гідромеханічні параметри, рідина, рідинні середовища, стічні води, реагенти

Постановка проблеми. Промислове водопостачання в структурі водогосподарського комплексу відіграє важливе значення. Його надійність та перспективність розвитку відіграє важливу роль і має практичне значення, яке залежить від технічної і технологічної оснащеності кожної її ланки і надійної роботи усіх її складових [1, 2].

Вода і водні ресурси є важливою складовою галуззю водогосподарського комплексу країни. Використання окремих складових розчинів рідин, рідинних середовищ та реагентів у стічних водах визначається не лише рівнем технічної оснащеності окремо взятого технологічного процесу чи операції, а й вирішує економічні і технічні задачі.

В окремих технологічних лініях відсутність підготовчих операцій використання реагентів в певній мірі обмежує функціональні можливості і зменшує ефективність роботи водоочисного обладнання [3, 4].

В технологіях використання води і водних ресурсів доволі часто виникають умови змішування різних компонентних середовищ: води з реагентами, додавання компонентів в хімічний промисловості та ін. Головна умова змішування двох рідинних середовищ полягає у повному, рівномірному перемішуванні, розподіленні одного компоненту в іншому середовищі.

Для змішування і підготовки двокомпонентних рідинних середовищ: водних розчинів, технічних рідин використовується велика кількість приладів і обладнання. Їх стисла характеристика та класифікація за основними ознаками наведена на рис. 1.

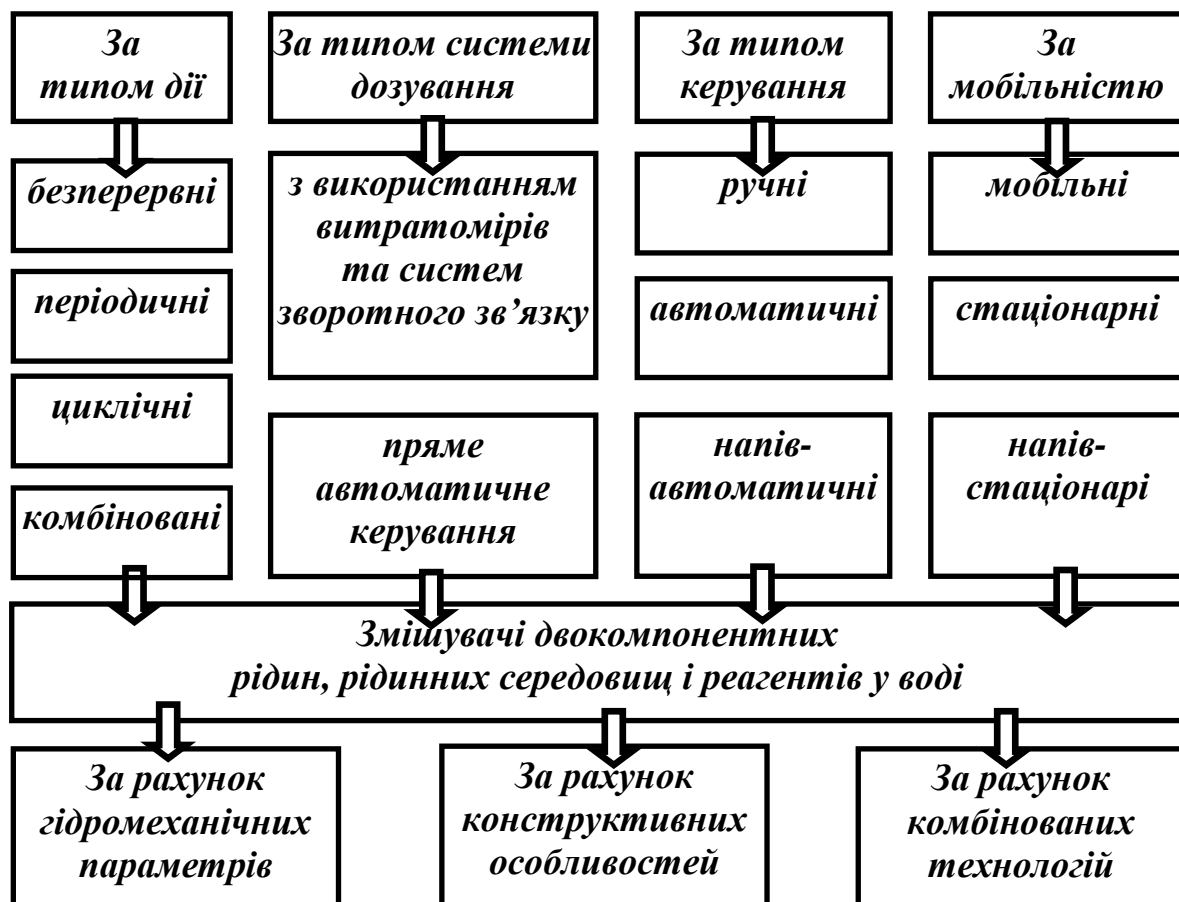


Рис. 1. Класифікація змішувачів двокомпонентних рідин і рідинних

розчинів за різним типом походження і використання
Формулювання цілей статті (постановка завдання). При визначенні мети і постановки задач необхідно враховувати технологічні умови проведення технологічних процесів або операцій.

Метою є розробка конструктивного обладнання, яке дозволяє забезпечити ефективність роботи водоочисного обладнання.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити дві взаємопов'язані задачі. Перша, полягає в розробці конструкції змішувача. Друга – в оптимізації режимів роботи механічного змішувача, і створення в ньому сприятливих умов для перемішування, за рахунок створення турбулентного потоку.

Аналіз останніх досліджень. Відомий механічний змішувач який складається з квадратного корпусу, валу, лопаті, перегородки і трубопроводів підведення стоків та відведення обробленої води. До недоліків цього механічного змішувача відносять значні габаритні розміри, відсутність узгодженості між подачею реагенту до води, в якій відбувається перемішування, висока швидкість руху турбінок і невисока ефективність роботи механічних пристроїв [5].

Конструкція камерно–струменевого розподільника включає камеру, із розташованим в середині циркуляційним патрубком, відкритим з двох сторін, камеру розподілення, в яку радіально врізані перфоровані струмені, другий кінець яких відкритий і зрізаний під кутом 45° . Нерівномірність перемішування водного розчину з реагентами, невисока ефективність змішування водних розчинів, які складаються із трьох і більше компонентів та значна кількість пухирців газової фази, що утворює суспензії нерівномірної газової концентрації, яку складно видаляти традиційними способами обмежує використання конструкцій даного типу [6].

Розробка технічних рішень і впровадження нових конструктивних моделей змішувачів дозволяють підвищити інтенсивність роботи пропонованих конструкцій.

Насамперед, змішування водних розчинів передбачає інтенсивність утворення більш суцільних первинних агрегатів (пухирців). Інтенсивність перемішування характеризується градієнтом швидкості, який визначається за формулою:

$$G = \sqrt{\frac{N}{10 \cdot W \cdot \mu}}, \text{ с}^{-1}, \quad (1)$$

де N – потужність перемішування, Вт;

W – об'єм змішувача, м^3 ;

μ – динамічний коефіцієнт в'язкості, Пуаз [6].

Основна частина. Розроблені однотипові конструктивні рішення [7, 8]. Запропонована конструкція змішувача підвищує

потужність водоочисного обладнання, поширює можливості щодо використання різних видів реагентів та забезпечує ефективність очищення стоків промислових підприємств.

Змішувач водних розчинів (рис. 2, а) включає корпус 1, променеві перфоровані труби відведення суміші 2, циркуляційний патрубок 3, патрубок подачі реагенту 4, отвір для виходу реагенту 5, камеру змішування реагенту 6 і трубопроводи тангенційного підведення реагентів 7.

Недоліком цієї конструкції є обмеженість при відведенні завислих речовин, які накопичуються у верхній частині корпусу, нерівномірність перемішування водних розчинів і рідинних двокомпонентних середовищ.

Апарат для змішування водних розчинів (рис. 2, б) складається з корпусу 1, променевих перфорованих трубок 2 відведення суміші, циркуляційного патрубку 3, патрубку 4 подачі реагенту, отвору 5 для виходу реагенту, камери 6 змішування реагенту і трубопроводів 7 тангенційного підведення реагентів, конусного ущільнювача 8 флотошлему.

Вода, що обробляється, поступає в нижню частину корпусу 1 апарату (рис. 2б), надходить до циркуляційного патрубку 3, де відбувається її первинне перемішування з реагентами, що подаються з верхньої частини корпусу 1 змішувача. Суміш заповнює променеві перфоровані трубопроводи відведення суміші. У місці підключення перфорованих трубопроводів (зрізаних під кутом 45°) до корпусу 1 підвищується швидкість потоку, що сприяє появі додаткових вихорів при перемішуванні розчину.

Встановлена камера змішування реагенту 6, до якої підключені трубопроводи 7, дозволяє забезпечити високу якість перемішування та розчинення реагентів у водних розчинах та створює умови для ефективної роботи водоочисного обладнання.

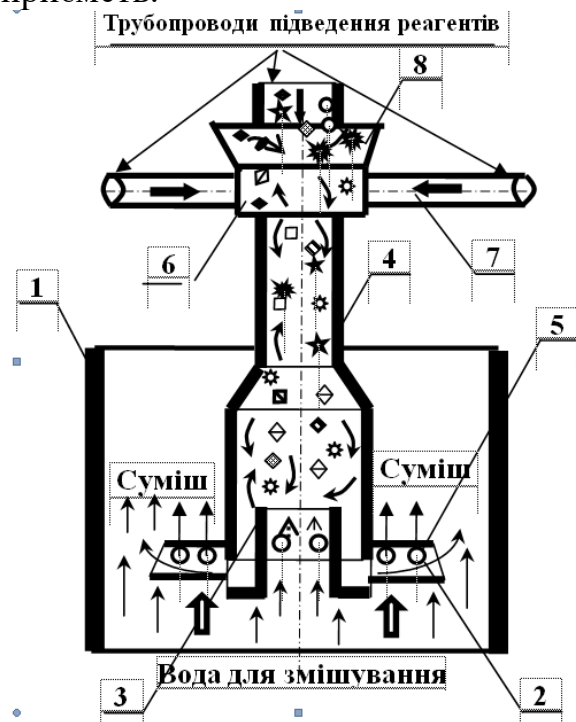
Ефективність (в межах 80...90%) роботи апарату змішування водних розчинів досягається встановленням даного пристрою у верхній частині вертикального багатокамерного апарату.

В таблиці 1 наведені результати випробувань апарату змішування водних розчинів в лабораторних і промислових умовах систем оборотного водопостачання.

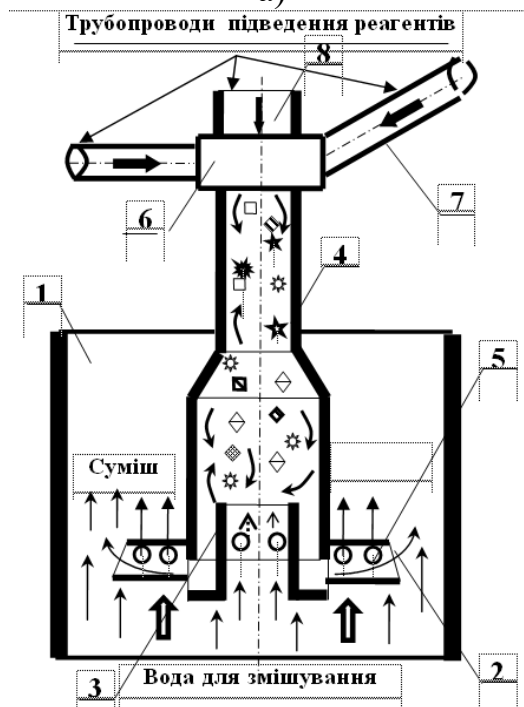
Радіальне розташування трубопроводів тангенційної подачі реагентів утворює аксіальний рух реагентів в камері змішування (вздовж стінок) трубопроводу подачі реагентів.

Запропонована конструкція апарату для змішування водних розчинів й дозування реагентів підвищує потужність водоочисного обладнання, поширює можливості щодо використання різних видів реагентів та забезпечує ефективність очищення стічних вод

промислових підприємств.



а)



б)

Рис. 2. Конструктивні рішення змішувачів водних розчинів:
 а – змішувач водних розчинів; б – апарат для змішування водних розчинів; 1 – корпус; 2 – променеві перфоровані трубопроводи; 3 – циркуляційний патрубок; 4 – патрубок подачі реагенту; 5 – отвір для відведення реагенту; 6 – камера змішування реагенту; 7 – трубопроводи тангенційного підведення реагентів; 8 – ущільнювач флотошламу

Таблиця 1 – Результати випробувань змішувача водних розчинів

№ досліду	Вид рідини	Швидкість руху водного потоку	Ефективність перемішування, %			Ефективність перемішування в апараті, %
			кількість променевих трубопроводів підведення суміші, шт.			
			3	5	8	
1.	Чиста питна (або технічна вода) + інший водний розчин а/або технічний інгредієнт	1,75–2,0	56 %	67 %	89 %	98,0–99,0 %
		1,70–1,75	60 %	70 %	85 %	97,0–99,5 %
		1,65–1,90	56 %	67 %	89 %	98,0–99,0 %
		1,85–2,0	60 %	72 %	85 %	96,0–98,0 %
2.	Стічні води + реагенти	1,8–2,0	69 %	72 %	75 %	93,0–96,0%
3.	Технічні рідини + реагенти	2,0–2,2	75 %	88 %	86 %	95,0–97,5 %
4.	Каламутні стічні води + реагент	1,70–2,0	75 %	70 %	90 %	98,0–99,0 %

Ефективність змішування водних розчинів і дозування реагентів наведені у табл. 2 за двома варіантами співвідношення діаметрів внутрішньої поверхні патрубку подачі реагенту.

Таблиця 2 – Показники ефективності змішування водних розчинів і дозування реагентів внутрішньої поверхні патрубку подачі реагенту

№ п/п	Кількість променевих трубопроводів	Кут підведення водного потоку, град.	Ефективність перемішування, %			
			1	2	3	4
<i>за I-м варіантом</i>						
1	Вісім	30 ⁰	82	86	80	86
2	Шість	45 ⁰	85	88	83	88
3	Вісім	30 ⁰	75	78	80	78
4	Шість	45 ⁰	80	84	5	84
<i>за II-м варіантом</i>						
1	Вісім	30 ⁰	82	86	80	86
2	Шість	45 ⁰	85	88	83	88
3	Вісім	30 ⁰	75	78	80	78

Висновки. Результатами випробувань встановлено, що використання розташованих променевих перфорованих трубопроводів для стічних вод забезпечує ефективне перемішування реагентів. Встановлена оптимальна кількість променевих перфорованих трубопроводів знаходиться в межах 5...6 шт., а найбільша ефективність і стабільність роботи досягається при використанні 8 перфорованих трубопроводів.

Підвищення кількості променевих перфорованих трубопроводів завжди є доцільним: по–перше, через обмеженість конструктивними габаритними розмірами; по–друге, збільшення об’ємів водно–повітряних розчинів не забезпечує ефективне видалення та відведення завислих речовин у верхній частині апарату.

Література:

1. Мовчан С.І. Промислове водопостачання в структурі систем екологічного водогосподарського менеджменту / *С.І. Мовчан* // Екологія філософія існування людства : матер. міжнар. наук. – практ. конференції. – Мелітополь, 2018. – С. 76–79.
2. Мовчан С.І. Інженерне забезпечення екологічної стійкості систем оборотного й повторно–обігового водопостачання / *С.І. Мовчан* // Меліорація та водокористування – екологічна безпека водних об’єктів: матеріали науково – практичної конференції(30 березня 2018 р., м. Мелітополь). – Мелітополь, 2018. – С. 12–17.
3. Мовчан С.І. Щодо питання очищення й знешкодження стічних вод гальванічного виробництва / *С. І. Мовчан, О.В. Болтянський, Н. І. Болтянська* // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету / ТДАТУ. – Мелітополь, 2017. – Вип. 17, т. 3. – С. 91–98.
4. Болтянський О.В. Знезаражування та регенерація відпрацьованих миючих розчинів / *О.В. Болтянський, С. І. Мовчан, Н. І. Болтянська* // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету / ТДАТУ. – Мелітополь, 2017. – Вип. 17, т. 3. – С. 99–105.
5. Водоснабжение / *А.Я. Найманов*[и др.]– Донецк, 2006. – 654 с.
6. Реконструкция и интенсификация сооружений водоснабжения и водоотведения: учебн. пособие / *А. А. Василенко* [и др.]. – К. –Одесса, КНУСА, ОГАСА, 2007. – 307 с.
7. Патент № 114364 Україна, МПК⁷ В01 F5/00 С02 F1/46 (2006.01), С02 F103/02 (2006.01). Змішувач водних розчинів / *С.І. Мовчан, Н.І. Болтянська, О.В. Болтянський*. – Заявка № у 2016 08570; заявл. 04.08.16, опубл. 10.03.17, Бюл. № 5.
8. Патент № 122533 Україна, МПК⁷ В02 F5/00, С02 F1/46 (2006.01). С02 F103/02 (2006.01). Апарат для змішування водних розчинів / *Н.І. Болтянська, О.В. Болтянський. С.І. Мовчан, О.О. Дереза*. – Заявка № у 2017 08377; заявл. 14.08.17, опубл. 10.01.18, Бюл. № 1.

СМЕСИТЕЛИ ДВУХКОМПОНЕНТНЫХ ЖИДКОСТЕЙ, ЖИДКОСТНЫХ СРЕД И РЕАГЕНТОВ В ВОДЕ

Мовчан С.И., Болтянская Н.И., Болтянский О.В.

Аннотация – при смешивании и подготовке двухкомпонентных жидких сред: водных растворов, технических жидкостей используется значительное количество приборов и оборудования. Главное требование к этому оборудованию простота, надежность и эффективность проведения технологических операций. Достигается выполнение поставленной задачи использованием лучевых перфорированных трубопроводов отвода смеси и циркуляционных патрубков. Процесс смешивания водных растворов предусматривает интенсивность образования более сплошных первичных агрегатов (пузырьков). Интенсивность перемешивания характеризуется градиентом скорости, который в условиях работы ограниченного пространства позволяет обеспечить эффективность работы водоочистного оборудования. Обосновано использование смесителя двухкомпонентных жидкостей, растворов и реагентов для сточных вод, разработаны технические решения, выбрано оптимальное конструктивное решение и разработаны условия смешения компонентов, используемых в данном процессе.

MIXERS FOR BI-COMPONENT LIQUIDS, LIQUID MEDIA AND REAGENTS IN WATER

S. Movchan, N. Boltyanska, O. Boltyanskyi

Summary

When mixing and preparing two-component liquid media: aqueous solutions, technical liquids, a significant amount of instruments and equipment are used. The main requirement for this equipment is simplicity, reliability and efficiency of technological operations. Achieved accomplishment of the task using perforated radiation pipelines for the removal of the mixture and circulation pipes. The process of mixing aqueous solutions provides for the intensity of the formation of more continuous primary aggregates (bubbles). The intensity of mixing is characterized by a velocity gradient, which, in conditions of limited space, ensures the efficiency of the water treatment equipment. The use of mixers for bi-component liquids, liquid solutions and reagents for wastewater used as additional equipment is substantiated. An optimal design of the mechanical mixer is chosen. Overall dimensions and design features are experimentally proved. The conditions for mixing of components are developed.

УДК 628.17:631.347.3

УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО ЗАПОВНЕННЯ НАПІРНОЇ МЕРЕЖІ ДОЩУВАЛЬНИХ МАШИН

Мовчан С.І., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел.: (0619) 42–25–85

Анотація – напірні трубопроводи систем зрошування потребують постійного вдосконалення і відповідної уваги як до їх самих, так, і окремих їх елементів. Що є визначальним в роботі водогосподарського комплексу країни. Системи водопостачання, при забиранні води з поверхневих джерел, працюють в умовах пульсації швидкостей, значних втрат тиску і непродуктивних витрат води. Саме набір таких технологічних і технічних аспектів суттєво впливає техніко–економічні показники систем зрошування. Простота і надійність розробленої конструкції автоматичного заповнення напірної мережі визначає не лише актуальність, а практичне значення даного пристрою. З метою забезпечення надійності в роботі напірної трубопровідної мережі дощувальних машин запропоновано систему автоматичного наповнення напірної мережі, з використанням водоструминного із внутрішньою поверхнею що змінюється. Застосування розробленого технічного рішення сприяє підвищенню надійності та ефективності роботи напірних систем дощувальних машин, зменшує непродуктивні витрати і забезпечує мобільність в їх роботі.

Ключові слова – насосна станція, дощувальна техніка, автоматизація, водоструминний апарат

Постановка проблеми. Вода і водні ресурси – це невичерпне природне багатство. Однак, раціональне та дбайливе використання цього природного багатства, особливо в якості споживання визначається рівнем технічної оснащеності кожного окремого виробництва. Насамперед, це стосується систем централізованого водопостачання, використання води в зрошуваному землеробстві [1].

Основними факторами і умовами роботи систем зрошення є

забезпечення надійності і ефективності в роботі насосних станцій зрошення. Велику роль у підвищенні надійності і якості роботи дощувальної системи, скороченні непродуктивних витрат електроенергії, витрат води і зменшенні експлуатаційних витрат грає удосконалювання насосних станцій.

В зрошуваному землеробстві насосні станції відіграють важливу роль. Подача води на значні відстані, їх безперервна робота та надійність при виконанні всього технологічного процесу – це далеко не всі головні задачі й завдання, які виконують насоси і насосні станції цієї важливої водогосподарської галузі [2].

В системах постачання води на зрошувану ділянку потребують уваги проблеми, від яких залежить не лише ефективна їх робота, а й вирішення локальних задач й завдань. Насамперед, це стосується недостатньої ефективності їх роботи, морального та фізичного старіння обладнання, аварійності в їх роботі, значними втратами різних видів ресурсів, енергії та ін.

При заборі води з поверхневих джерел у значних об'ємах і транспортуванні її значну відстань на перший план виходять питання забезпечення надійності роботи насосної станції.

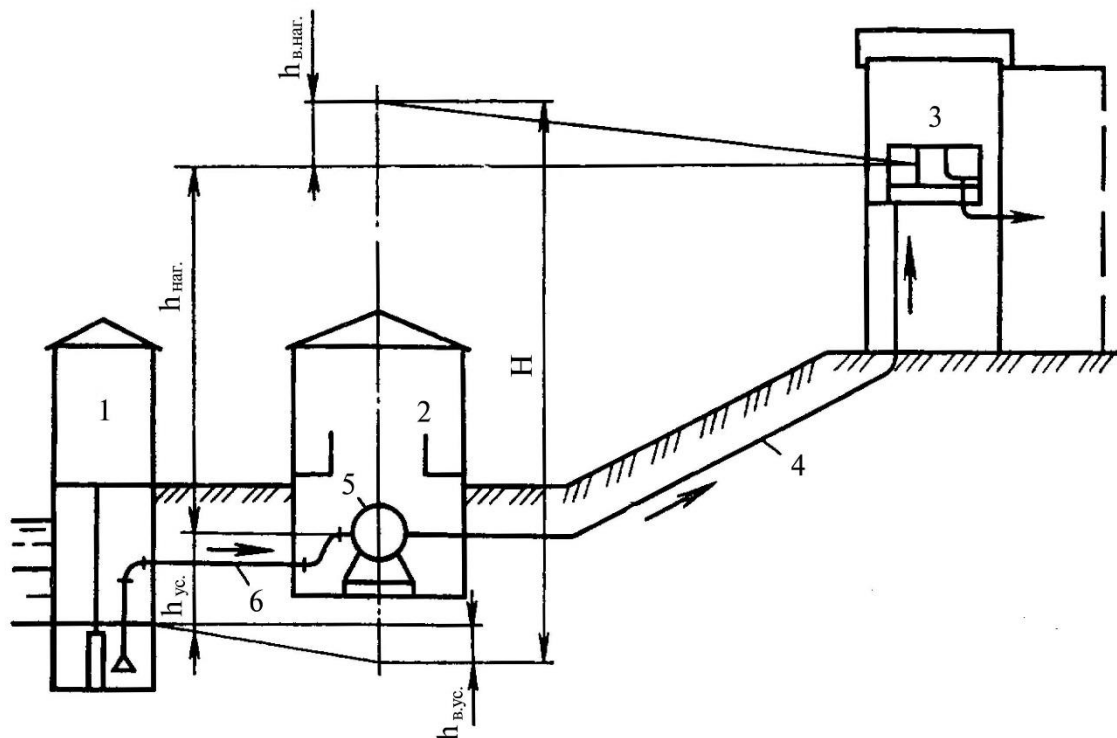


Рис. 1. Схема насосної станції першого водопідйому:
 1 – водоприймальний колодязь; 2 – будівля насосної станції;
 3 – очисні споруди; 4 – нагнітальний трубопровід;
 5 – відцентровий насос; 6 – усмоктувальна труба

Повний напір згідно з рис. 1 визначається за формулою:

$$H = h_{yc} + h_{наг} + h_{в.ус} + h_{в.нагн.}, \quad (1)$$

де h_{yc} – висота усмоктування, м; $h_{наг}$ – висота нагнітання, м; $h_{в.ус}$ – втрати напору в усмоктувальному трубопроводі, м; $h_{в.нагн.}$ – втрати напору в нагнітальному трубопроводі, м.

Аналізуючи складові формули (1) можна відзначити, що забезпечення повного напору потребує постійного напору в розподільчій мережі, а втрати повинно звести до мінімуму.

Збільшення поливної норми, непродуктивні витрати, підвищені гідравлічні опори це далеко не всі недоліки що мають місце в роботі насосних станцій систем зрошування. Їх ліквідація, усунення, а саме попередження є одним із головних пріоритетних напрямків в роботі систем автоматичного наповнення дощувальних комплексів [3].

Тому розроблення надійної системи автоматичного заповнення напірної мережі дощувальних комплексів визначає актуальність розроблення даного конструктивного рішення.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Мета роботи полягає в удосконаленні системи автоматичного наповнення напірної мережі дощувальних комплексів за рахунок удосконалення насосної станції підкачування. При цьому необхідно вирішити дві взаємопов'язані задачі.

1. Розробити ефективний пристрій автоматичного заповнення напірної трубопроводної мережі.

2. Підвищити ефективність і надійність подачі води до напірної мережі в роботі дощувальних комплексів.

Аналіз останніх досліджень. Насоси і насосні станції систем централізованого водопостачання характеризуються головними параметрами, що характеризують роботу насосних станцій систем зрошення. Насамперед, це стосується витрати води і напору насоса, які відіграють важливу роль для систем зрошеного землеробства. Пояснюється це специфікою подачі води на зрошувальну ділянку: на далеку відстань, короткий час заповнення напірної водопровідної мережі [4, 5].

Для визначення наповнення трубопроводної мережі використовують пристрій визначення кількості частинок домішок у воді. Використання в даній схемі вимірювальної камери, розташованої паралельно основного напірного трубопроводу і елементів оптико-механічної системи дозволяє, в режимі реального часу, контролювати кількість води. Переустановка пристрою для визначення витрат води не потребує додаткових витрат, а його використання поширює галузі і функціональні можливості їх застосування [6].

В способі контролю та регулювання витрати й тиску води в системі водопостачання використовують елементи оптико-механічної

системи, що створює умови для точного визначення витрати й тиску в трубопроводі. Доцільність використання способу контролю переважно для довгих трубопроводів, при заповненні напірної мережі зрошувальної техніки і підтриманні тиску в роботі дощувальної техніки [7].

Найбільш ефективним і в технічному плані простим способом роботи насосних станцій із допоміжним трубопроводом є використання в роботі насосних агрегатів усмоктувальних напірних трубопроводів. При цьому, система заповнення трубопровідної мережі, що дозволяє запобігти перевищенню подачі відцентрового насоса понад припустимі значення при заповненні порожнього трубопроводу, а значить виключити можливість навігаційних зривів відцентрових насосів і перевантаження електродвигуна. Це досягається установкою на виході насоса труби Вентурі, яка гасить кавітацію. При цьому слід зазначити, що оскільки поперечні перерізи трубопроводу і циліндричного патрубку однакові, то гідравлічний опір останнього мінімальний [8, 9].

У результаті узагальнення досвіду експлуатації й аналізу відомих технічних рішень розроблена система автоматичного заповнення напірної трубопровідної мережі для дощувальних комплексів, у якій усунути зазначені вище недоліки.

Основна частина. Загальновідомо, що трубопровідну мережу дощувальних машин систем зрошення заповнюють щодня, а іноді і кілька разів на добу. При цьому, скорочення часу наповнення водопровідної мережі, підтримання тиску в напірному трубопроводі та ін. визначаються рівнем автоматизації виробничих процесів в зрошувальному землеробстві.

Технічними умовами експлуатації заповнення порожнього трубопроводу відбувається при відсутності в цьому трубопроводі протитиску. Тому для створення гідравлічного опору і забезпечення нормальних умов роботи відцентрового насоса застосовується дроселювання засувкою на виході насоса або використовується байпасна лінія, підключена паралельно засувці [4, 5].

Основний недолік цих способів заповнення – велика витрата електроенергії і неефективне використання насосно-силового устаткування. Крім того, цей процес супроводжується вібрацією, що призводить до прискореного зносу засувки, її мимовільному відкриттю або закриттю, що порушує встановлений режим роботи насоса. Часто заповнення трубопровідної мережі закінчується гідравлічним ударом. Створення умов для появи такого небезпечного явища, як гідравлічний удар є дуже небезпечним в роботі напірних трубопроводів на перехідних режимах [10].

Розглянемо схему роботи насосної станції із системою автоматичного заповнення напірної трубопроводної мережі запропонованої конструкції (рис. 2).

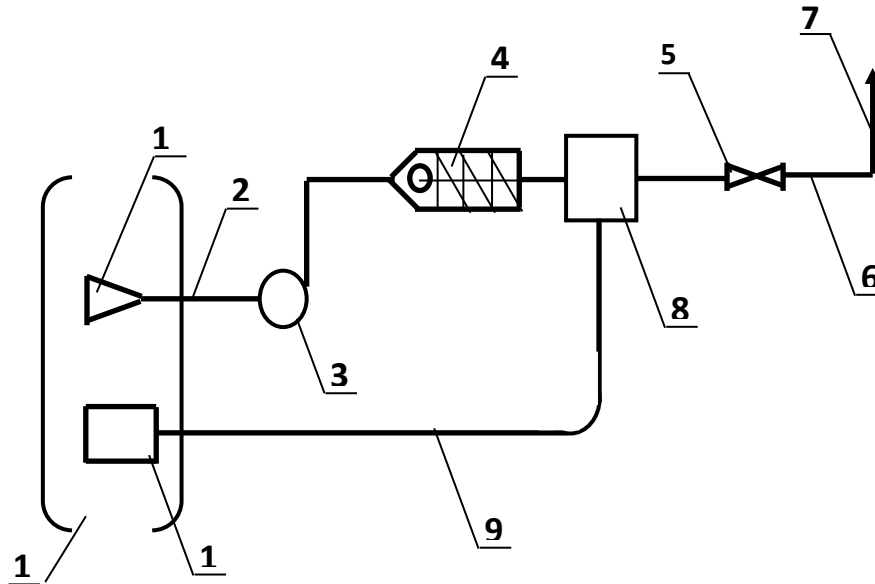


Рис. 2. Схема насосної станції підкачування води з системою автоматичного наповнювання напірної мережі дощувальних комплексів:

- 1 – фільтр насосної станції; 2 – усмоктувальний трубопровід;
 3 – насос; 4 – клапан зворотний; 5 – засувка на усмоктувальному трубопроводі; 6 – напірний трубопровід; 7 – магістральний напірний трубопровід; 8 – апарат водоструминний; 9 – усмоктувальна труба допоміжного трубопроводу; 10 – клапан поплавцевий;
 11 – водоприймач

Розроблена схема насосної станції підкачування води з системою автоматичного наповнювання напірної мережі дощувальних машин крім традиційних елементів містить на напірному трубопроводі водоструминний апарат 8, із спеціально виконаною внутрішньою поверхнею.

Насосна станція підкачування води з системою автоматичного наповнювання напірної мережі дощувальних комплексів працює у такий спосіб. Вода із водоприймача 10 через фільтр 1 насосної станції і усмоктувальний трубопровід 2 забирається насосом 3. Через зворотний клапан 4, 5 засувку на напірному трубопроводі вода спрямовується через напірний 6 і магістральний 7 трубопроводи до дощувальної машини.

На цьому ж магістральному трубопроводі, встановлюються різні технічні пристрої і апарати. Наприклад, авторами [8, 9] пропонується встановлення звичайного водоструминного апарату. З метою

підвищення надійності роботи насосної станції підкачування пропонується використання, в розробленій схемі водострумного апарату 8 із внутрішньою поверхнею, за умовами виконання [11].

На напірному трубопроводу, в місці підключення водострумного апарату створюються умови, за рахунок підвищеного пониженого тиску. Такі умови сприяють тому, що у водному потоці в час коли зменшується тиск на основній магістралі вода забирається і подається із усмоктувальної труби допоміжного трубопроводу через поплавцевий клапан 10 із того ж самого водоприймача 11.

Висновки. Таким чином, технологічні вимоги в роботі дощувальних машин від закритих водопровідних трубопроводів забезпечують:

1. Технологічну мобільність і ефективність у разі заповнення напірного трубопроводу і при виконанні процесу поливу сільськогосподарських культур.

2. Можливість виконання технологічного переобладнання та переустаткування за рахунок найменших затрат праці і зменшення непродуктивних витрат водних ресурсів.

Література:

1. Савченко О. Д. Водні ресурси та шляхи їх раціонального використанні при зрошенні / *О. Д. Савченко, С. І. Мовчан, Д. П. Журавель* // Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2006. – Вип. 42. – С. 63–70.

2. Основи сільськогосподарських меліорацій: навчальний посібник / *В. А. Дідур* [та ін.]; ТДАТА. – Мелітополь, 2005. – 93 с.

3. Екологічні наслідки кризисних явищ при зрошенні / *О. Д. Савченко, Д. П. Журавель, С. І. Мовчан, І. Б. Вороновський* // Екологічне підприємництво в АПВ: зб. наук. праць міжнар. наук.–практ. конф. (12–14 червня 2008 р., м. Мелітополь) / ТДАТУ. – Мелітополь, 2008. – С. 117–118.

4. Гідравліка, сільськогосподарське водопостачання і гідропневмопривод / *В. А. Дідур, О. Д. Савченко, С. І. Пастушенко, С. І. Мовчан.* – Запоріжжя: Прем'єр, 2005. – 435 с.

5. Гідравліка та її використання в агропромисловому комплексі: підручник / *В. А. Дідур, О. Д. Савченко, Д. П. Журавель, С. І. Мовчан.* – К.: Аграрна освіта, 2008. – 577 с.

6. Патент № 96828 Україна, МПК⁷ (2015.01) G01 N15/00. Пристрій для визначення кількості частинок домішок у воді / *С. І. Мовчан, С. С. Васюренко, М. В. Морозов.* – №u201406696; заявл. 16.06.14. опубл. 25.02.15, Бюл. № 4.

7. Патент № 98170 Україна, МПК⁷ (2014.01.) G01 N1/66.

Спосіб контролю та регулювання витрати й тиску води в системі водопостачання / С. І. Мовчан. – №u2014201408539; заявл. 11.08.14, опубл. 27.04.15, Бюл. № 8.

8. Ремпель Г. Д. Актуальные вопросы автоматизации подкачивающих насосных станций / Г. Д. Ремпель, П. Б. Пак // Гидротехника и мелиорация. – 1981. – № 2. – С. 11–14.

9. Чебаевский В. Ф. Автоматизації роботи в пусковий період / В. Ф. Чебаевский // Гідротехніка і меліорація. – 1984. – № 8. – С. 26–27.

10. Мовчан С. І. Теоретичне обґрунтування деяких явищ супутніх гідравлічному удару / С. І. Мовчан, О. Д. Савченко, Д. П. Журавель // Праці Таврійської державної агротехнічної академії / ТДАТА. – Мелітополь, 2007. – Вип. 7, т. 3. – С. 184–189

11. Мовчан С. И. Построение криволинейной внутренней поверхности устройств с изменяющимся живым сечением / // Науковий вісник будівництва: зб. наук. праць // ХНУБА. – Харків, 2016. – Вип. 3. – С. 128–135.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО ЗАПОЛНЕНИЯ НАПОРНЫХ СЕТЕЙ ДОЖДЕВАЛЬНЫХ МАШИН

Мовчан С. И.

Аннотация – напорные трубопроводы систем орошения требуют постоянного совершенствования и соответствующего внимания как их самих, так и отдельных их элементов. Что является определяющим в работе водохозяйственного комплекса страны. Системы водоснабжения, при заборе воды из поверхностных источников, работают в условиях пульсации скоростей, больших потерь давления и непродуктивных расходов воды. Именно набор таких технологических и технических аспектов существенно влияет на технико–экономические показатели систем орошения. Простота и надежность разработанной конструкции автоматического заполнения напорной сети определяет не только актуальность, а практическое значение данного устройства. С целью обеспечения надёжности в работе напорных трубопроводов дождевальных машин предложена система автоматического наполнения напорной сети, с использованием водоструйного аппарата, внутренняя поверхность которого изменяется. Использование разработанного конструкторского решения способствует

повышению надёжности и эффективности работы напорных систем дождевальных машин, уменьшает непродуктивные потери и обеспечивает мобильность в их работе.

IMPROVEMENT OF THE SYSTEM OF AUTOMATIC FILLING OF THE PRESSURE NETWORK OF RAIN-MAKING MACHINES

S. Movchan

Summary

Pressure pipelines of irrigation systems require continuous improvement and appropriate attention both to their own, yes, and their individual elements. What is decisive in the operation of the country's water sector. Water supply systems, when collecting water from surface sources, operate in conditions of pulsation of velocities, significant losses of pressure and non-productive water consumption. The set of such technological and technical aspects is significantly influenced by technical and economic indicators of irrigation systems. The reliability and reliability of the developed design of automatic filling of the pipeline network determines not only the relevance but the practical value of this device. To provide reliable operation of pressure pipelines of sprinklers the system of automatic filling of the pressure network is proposed using the water jet apparatus which internal surface changes. The use of the design solution allows to increase the reliability and efficiency of the pressure system of sprinklers, reduces unproductive losses and ensures mobility in their operation.

УДК 621.43

РАЗНОВИДНОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Милаева И. И., ст. преп.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42–04–42

Волошин А. А., інженер

ВСП «Мелітопольський коледж ТДАТУ»

Аннотация – в статье рассмотрены виды двигателей внутреннего сгорания, их преимущества и недостатки. Рассматриваем основные типы двигателей внутреннего сгорания: поршневой, роторно–поршневой, гибридный и газовый. Из представленных типов двигателей самым распространенным является поршневой двигатель внутреннего сгорания. Достоинствами поршневого двигателя внутреннего сгорания, обеспечившими его широкое применение, являются: автономность, универсальность (сочетание с различными потребителями), невысокая стоимость, компактность, малая масса, возможность быстрого запуска. Вместе с тем, двигатели внутреннего сгорания имеют ряд существенных недостатков, к которым относятся: высокий уровень шума, большая частота вращения коленчатого вала, токсичность отработавших газов, невысокий ресурс, низкий коэффициент полезного действия. Двигатель внутреннего сгорания все еще популярен и может доминировать, например, над судоходством и авиацией на десятилетия вперед. Но на земле электромоторы скоро предложат большую свободу и удобство, что вдобавок будет дешевле и чище.

Ключевые слова – двигатель внутреннего сгорания, автомобиль, топливо, токсичность, коэффициент полезного действия (КПД).

Постановка проблемы. Спустя столетие и даже с появлением альтернативных видов топлива, а также с появлением электрокаров двигатели внутреннего сгорания (ДВС) остаются главными силовыми агрегатами в автопромышленности. И несмотря на то, что многие эксперты считают, что ДВС изжил себя и в скором времени должен

исчезнуть, но двигатель внутреннего сгорания еще не развился до конца. Мир в ближайшие 100 лет все равно не будет готов полностью отказаться от ДВС, работающих на бензине.

Анализ последних исследований. Исследования показали, что вероятнее всего, самым перспективным в ближайшем будущем будет использование ДВС с повышенным КПД и с возможностью использования различных топлив как жидких, так и газообразных.

Формулирование целей статьи (постановка задания). Проанализировать разновидности двигателей внутреннего сгорания их преимущества и недостатки.

Основная часть. Поршневой ДВС (двигатель внутреннего сгорания) является тепловой машиной и работает по принципу сжигания смеси топлива и воздуха в камере сгорания. Главной задачей такого устройства выступает преобразование энергии сгорания топливного заряда в механическую полезную работу

В отличие от двигателей другого типа, ДВС лишены: любых элементов передающих тепло для дальнейшего преобразования в механическую энергию, преобразование происходит непосредственно от сгорания топлива; значительно компактнее; имеют малый вес относительно агрегатов другого типа со сравнимой мощностью; требуют использования определенного топлива с жесткими характеристиками температуры горения, степени испаряемости, октановым числом.

Наибольшее распространение получили поршневые двигатели – бензиновые и дизели.

Бензиновые двигатели имеют принудительное зажигание топливо–воздушной смеси искровыми свечами. Различаются по типу системы питания:

– в карбюраторных двигателях смешение бензина с воздухом начинается в карбюраторе и продолжается во впускном трубопроводе. В настоящее время выпуск таких двигателей снижается из–за низкой экономичности и несоответствия современным экологическим нормам;

– в впрысковых двигателях топливо может подаваться одним инжектором (форсункой) в общий впускной трубопровод (центральный, моновпрыск) или несколькими инжекторами перед впускными клапанами каждого цилиндра (распределенный впрыск). В них возможно некоторое увеличение максимальной мощности и снижение расхода бензина и токсичности отработавших газов за счет более точной дозировки топлива электронной системой управления двигателем;

– двигатели с непосредственным впрыскиванием бензина в камеру сгорания, который подается в цилиндр несколькими

порциями, что оптимизирует процесс сгорания, позволяет двигателю работать на обедненных смесях, соответственно уменьшается расход топлива и выброс вредных веществ.

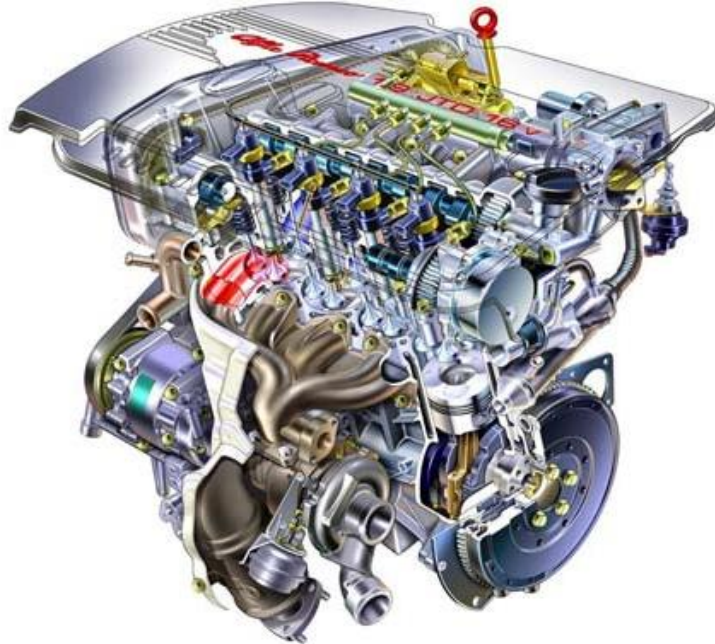


Рис. 1. Бензиновый двигатель

Недостатки:

– низкий коэффициент полезного действия. Бензиновый двигатель способен преобразовать до 25% энергии в полезную работу, тогда как дизель — до 50%;

– повышенная взрывоопасность. Связана с высокой летучестью топлива;

– высокий расход топлива. Этот показатель на 30 — 40% выше, чем у дизельного аналога;

– негативное воздействие на окружающую среду. Бензиновые агрегаты производят больше парниковых газов, чем аналоги, работающие на солярке.

К преимуществам бензинового двигателя относится: более высокая литровая мощность; работа на высоких оборотах без замечаний; низкие шумовые характеристики и вибрация, автомобили с бензиновыми двигателями намного экологичнее.

Дизельный двигатель – двигатели, в которых воспламенение смеси топлива с воздухом происходит от повышения ее температуры при сжатии. По сравнению с бензиновыми эти двигатели обладают лучшей экономичностью (на 15–20%) благодаря большей (в два и более раз) степени сжатия, улучшающей процессы горения топливо–воздушной смеси. Достоинством дизелей является отсутствие дроссельной заслонки, которая создает сопротивление движению

воздуха на впуске и увеличивает расход топлива. Максимальный крутящий момент дизели развивают на меньшей частоте вращения коленчатого вала.

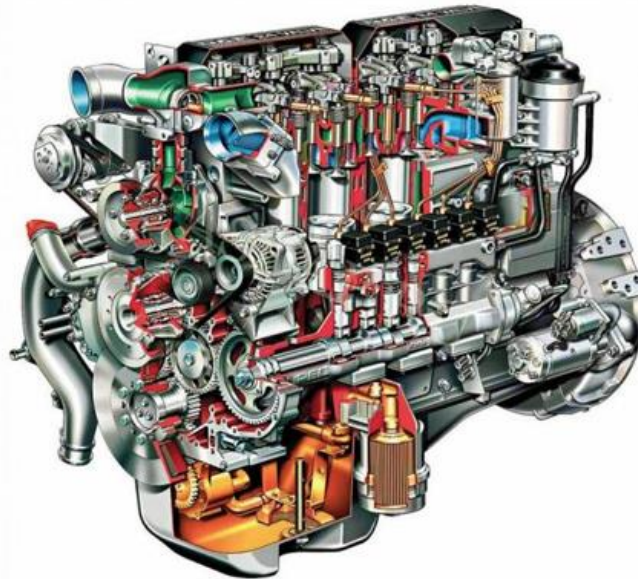


Рис. 2. Дизельный двигатель

Однако в списке минусов таких агрегатов можно выделить чувствительную топливную систему, а также больший вес и меньшие скорости в режиме максимальных оборотов. Дело в том, что дизель изначально «тихоходный» и имеет меньшую частоту вращения коленчатого вала по сравнению с бензиновыми ДВС. Дизели также отличаются большей массой, так как особенности воспламенения от сжатия предполагают более серьезные нагрузки на все элементы такого агрегата. Другими словами, детали в дизельном моторе более прочные и тяжелые. Также дизельные моторы более шумные, что обусловлено процессом воспламенения и сгорания дизельного топлива.[5]

К преимуществам дизеля можно отнести: высокие показатели КПД, очень хорошую тягу при небольших оборотах; работу без свечей зажигания и трамблёра; небольшой расход топлива, дизель имеет больший срок эксплуатации.

Слабые места дизельных двигателей:

- при низкой температуре дизельное топливо может замерзнуть;
- повышенный уровень шума. Специфический стук наблюдается при невысоких скоростях;
- высокая стоимость ремонта;
- высокая чувствительность к качеству топлива и загрязнениям;
- частая замена масла.

Газовый двигатель. Тепловой агрегат, способный работать по циклу Отто. Основой является подведение тепла к рабочему телу, при

условии постоянного объема. Отличительной особенностью в сравнении с бензиновым двигателем, наличие необходимого более высокой степени сжатия, за счет большего октанового числа, чем у бензина.

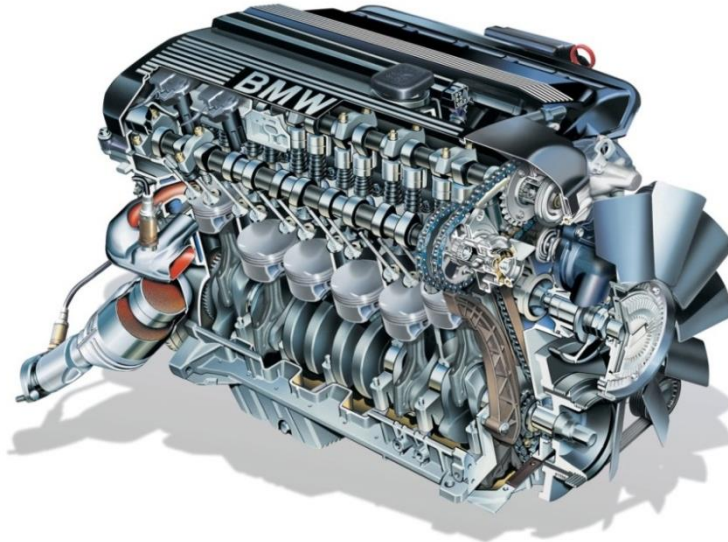


Рис. 3. Газовый двигатель

Основные достоинства:

- возможность легко создать газовый двигатель своими руками, то есть смонтировать установку на автомобиле самостоятельно.
- низкая стоимость топлива.
- высокое октановое число.
- отсутствие вредных выбросов.
- более качественная работа двигателя.
- благодаря применению газа значительно увеличивается ресурс двигателя.

Недостатки:

- снижение динамики разгона автомобиля.
- существенно возрастает нагрузка на клапаны газораспределительного механизма.
- все оборудование занимает слишком много места.
- сложности с использованием оборудования в зимнее время.

Роторно–поршневой двигатель (Ванкеля) – в нем ротор–поршень совершает не возвратно–поступательное движение, как в бензиновых двигателях и дизелях, а вращается по определенной траектории. Главным элементом роторного мотора является ротор. Указанный ротор вращается по заданной траектории. Благодаря этому он обладает хорошей приемистостью – быстро набирает обороты, обеспечивая автомобилю хорошую динамику разгона. Из–за конструктивных особенностей степень сжатия ограничена, поэтому работает только на бензине и обладает худшей экономичностью из–за

форми камери сгорання. Раньше его недостатком был меньший ресурс, а теперь и невысокие экологические показатели, которым сейчас уделяется большое внимание.



Рис. 4. Роторный двигатель

Роторные ДВС бензиновые, так как подобная конструкция не способна обеспечить высокую степень сжатия рабочей смеси, так же к недостаткам стоит отметить заметно сниженный ресурс сравнительно с поршневыми агрегатами, а также высокий расход топлива. Также роторный двигатель отличается повышенной токсичностью, то есть не совсем вписывается в современные экологические стандарты.

Гибридный силовой агрегат фактически является сочетанием поршневого бензинового или дизельного ДВС и электромотора. Также в конструкции присутствует тяговая аккумуляторная батарея, которая питает электродвигатель.

Работа этой установки происходит в различных режимах в зависимости от характера движения автомобиля. При интенсивном разгоне вместе работают поршневой и электрический двигатели. Во время торможения двигателем за счет энергии замедления генератор заряжает аккумуляторные батареи. При движении в городском цикле может работать только электродвигатель. Все это позволяет, сохраняя (или даже улучшая) динамику разгона, значительно повысить экономичность и снизить выброс вредных веществ.

Основные недостатки гибридных автомобилей:

- сложность утилизации аккумуляторов;
- существенная стоимость по сравнению с машинами с обычным двигателем.

Аккумуляторные батареи гибридного двигателя, достаточно чувствительные к перепадам и снижению температуры, из-за чего при падении ниже -15 градусов Цельсия, они быстро разряжаются, и эксплуатация проводится в основном на бензине.



Рис. 5. Гибридный двигатель

Плюсы гибридных автомобилей:

– экономичность. Расход топлива в гибридных авто при спокойной езде на 20–25% меньше, чем у классических авто с таким же объемом двигателя;

– высокая экологическая норма. Такие авто меньше загрязняют окружающую среду из-за небольшого количества выбросов вредных веществ;

– электродвигатель дает возможность разогнаться мгновенно без переключения передач, при этом мощность и крутящий момент не отличаются от авто с обычным мотором;

– для электромотора заряжаются от бензинового двигателя и если они сядут, то всегда можно переключиться на бензин. Конструкция гибридных авто позволяет заряжать батареи во время движения;

– для питания двигателя внутреннего сгорания в гибридах не нужны новые расходники и топливо.

В оппозитном двигателе цилиндры расположены горизонтально, и поршни перемещаются в противоположных направлениях. Коленчатый вал находится между цилиндрами, а для перемещения поршней в одном цилиндре используются шатуны разной длины. Такое расположение поршневой группы позволило снизить вес двигателя, так как не требуются массивные головки блока цилиндров. Существенно меньше и ход поршней в оппозитном агрегате, чем в традиционном бензиновом моторе.

Преимущества оппозитного двигателя:

– полное отсутствие вибрации во время работы. Такой эффект достигается за счет расположения поршней, которые уравнивают друг друга. Это не только добавляет комфорта, но и существенно увеличивает срок эксплуатации;

- долгая работа, ресурс оппозитного двигателя велик, что позволяет эксплуатировать автомобиль в течении длительного времени;
- оппозитный двигатель отвечает требованиям пассивной безопасности.



Рис. 6. Оппозитный двигатель

Недостатки оппозитного двигателя:

- дорогостоящее обслуживания;
- повышенный расход масла.

Выводы.

Двигатели внутреннего сгорания могут иметь множество отличий друг от друга, большое количество видов и типов. Самыми популярными считают бензиновые, дизельные и гибридные силовые агрегаты. Но все движется к тому, что в ближайшее время отойдет от использования бензина и его аналогов и перейти полностью на электрику.

Литература:

1. Трактори та автомобілі: навч. посібник / за ред. проф. А. Т Лебедева. – К.: Вища освіта, 2004. – Ч. 3. – 336 с.
2. Гроэ Х. Бензиновые и дизельные двигатели / Х. Гроэ, Г. Русс. – [Б.м.]: За рулем, 2013. – 272 с.
3. Двигатель: конструкция и уход: учебное пособие / пер. с англ. – Токио: Хонда, 1992.
4. Милаева И. И. Сравнительная характеристика конструкции зарубежных двигателей при эксплуатации / И. И. Милаева // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2011. – Вип. 11, т.1. – С.250–255.
5. Милаева И. И. Сравнение преимуществ и недостатков бензиновых и дизельных двигателей / И. И. Милаева // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2016. – Вип. 16, т. 2. – С.186–191.

РІЗНОВИДИ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Мілаєва І. І., Волошин А. А.

Анотація – в статті розглянуті види двигунів внутрішнього згорання, їх переваги та недоліки. Розглянуто основні типи двигунів внутрішнього згорання: поршневий, роторно–поршневий, гібридний і газовий. З представлених типів двигунів найпоширенішим є поршневий двигун внутрішнього згорання. Переваги поршневого двигуна внутрішнього згорання: широке застосування, автономність, універсальність (поєднання з різними споживачами), невелика вартість, компактність, мала маса, можливість швидкого запуску. В той же час, двигуни внутрішнього згорання мають ряд недоліків, до яких відносяться: високий рівень шуму, велика частота обертання колінчастого валу, токсичність газів, що відпрацювали, невисокий ресурс, низький коефіцієнт корисної дії. Безперечно, двигуни внутрішнього згорання все ще популярні і можуть домінувати, над судноплавством і авіацією на десятиліття вперед. Але на землі електромотори скоро запропонують велику свободу і зручність, що на додаток буде дешевшим і чистішим.

KINDS OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES

I. Milayeva, A. Voloshin

Summary

Kinds of internal combustion engines, their advantages and drawbacks are considered in the article. We examine the basic types of combustion engines : by a piston, rotary–piston. gibrinyrot and gas. From the presented types of engines it is more common to reciprocating internal combustion engine. By dignities of reciprocator internal combustion, providing his wide use, are: no interaction, universality (combination with different consumers), not high cost, compactness, small mass, possibility of rapid start. At the same time, combustion engines have a row of substantial defects to that behave: high sound–level, large frequency of rotation of crankshaft, toxicness of working gases, not high resource, subzero output–input ratio. Indisputably, a combustion engine is still popular and can prevail, for example, above a navigation and aviation on decades forward. But on earth electromotors will offer large freedom and comfort soon, that in addition will be cheaper and cleaner.

УДК 631.223.6:628.8

ПОРІВНЯННЯ ТРАДИЦІЙНИХ СИСТЕМ ОПАЛЕННЯ З ЛОКАЛЬНИМ ІНФРАЧЕРВОНИМ ОПАЛЕННЯМ В СИСТЕМІ ЛОКАЛЬНОГО ОБІГРІВУ СПОРУД НА СВИНАРСЬКИХ ФЕРМАХ

Болтянська Н. І., к.т.н.,

Болтянський О. В., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел.: (0619) 42–05–70

Анотація – низька ефективність використання енергетичних ресурсів особливо в електротехнологічних комплексах по забезпеченню мікроклімату в спорудах АПК обумовлює пошук шляхів удосконалення існуючих і розробку нових прогресивних електротехнологій та засобів реалізації. Одним із варіантів рішення цієї проблеми є застосування інфрачервоних випромінювачів. У статті проведено порівняльний аналіз традиційних систем опалення з локальним інфрачервоним опаленням в системі локального обігріву споруд на свинарських фермах. Встановлено, що система ІЧ опалення має низку переваг порівняно з традиційними системами: температура повітря нижче за рахунок ефекту обігріву лише поверхонь ІЧ променями, а не об'єму повітря, при якому кількість витраченої енергії менше, ніж при обігріві всього об'єму приміщення; зменшується рух повітря і пилу, що утворюються при різних технологічних процесах, за рахунок чого поліпшуються умови комфортності в спорудах АПК; теплова енергія направляється безпосередньо в технологічно-активну зону, в якій знаходяться біологічні об'єкти, тому поверхнями з найвищою температурою є підлога й технологічне устаткування; система ІЧ опалення вимагає меншого часу для приведення її в робочий режим, за рахунок цього експлуатаційні витрати нижче, ніж для традиційної опалювальної системи; відпадає необхідність будівництва котелень і прокладання тепломереж; відсутність постійного обслуговуючого персоналу; мінімальні втрати тепла; виключається замерзання опалювальної системи (відсутність води). Доведено, що за всіма показниками системи інфрачервоного опалення є найбільш перспективним способом рішення проблеми ефективного обігріву

сільськогосподарських підприємств. Але для вирішення даної проблеми необхідно провести дослідження з метою розробки математичної моделі, яка дозволить узгодити параметри інфрачервоного нагрівача з відповідними параметрами біологічного об'єкта, в залежності від способу утримання, породи, віку та факторів навколишнього середовища.

Ключові слова – енергозбереження, параметри мікроклімату, ферма, обігрів, інфрачервоне опалення.

Постановка проблеми. Низька ефективність використання енергетичних ресурсів особливо в електротехнологічних комплексах по забезпеченню мікроклімату в спорудах АПК обумовлює пошук шляхів удосконалення існуючих і розробку нових прогресивних електротехнологій та засобів реалізації. Одним із варіантів рішення цієї проблеми є застосування інфрачервоних (ІЧ) випромінювачів. Їх дія на біооб'єкти за даними фахівців, які працюють в цій галузі, дає підґрунтя вважати наукові дослідження спрямовані на більш широке використання ІЧ випромінювання в системах мікроклімату споруд на свинарських фермах – актуальними [1,2].

Аналіз останніх досліджень. Інфрачервоне (ІЧ) випромінювання впливає на організм тварини, діючи на нервову систему організму через теплові рецептори шкіри, випромінювання поліпшує функції залоз, кровотворних органів і кровопостачання тканин тіла, підсилює біологічні процеси в їхньому організмі, сприяє підвищенню тонуусу й резистентності, а, отже, поліпшенню стану, розвитку та приросту живої ваги тварин. Вважається, досить перспективним спільне використання ІЧ й УФ випромінювань. Спільне застосування випромінювань збільшує масу порослят на 13%, що в 3 рази перевершує ефект застосування ІЧ й в 1,8 раз УФ опроміненнь при їхньому роздільному використанні [1,3]. Мінючи довжину хвилі, можна збуджувати та фотохімічно модифікувати різні біомолекули. На цьому заснована вибірковість дії випромінювання –найважливіша риса фотобіології. Таким чином, у перспективі масштаби використання ОВ у тваринництві повинні розширюватися.

У зв'язку із цим питання енерго– і ресурсозбереження в установках ОВ здобувають першочергове значення [4,5]. За даними статистики опалюється не більше 2...3 % корівників і приміщень для відгодівлі худоби, побудованих по типових проектах. У холодний період значення відносної вологості повітря досягають 96...98 %. Велика рогата худоба (ВРХ) витримує широкий діапазон негативних впливів і виживає в цих умовах, але продуктивність її різко знижується. В умовах низької температури й високих значень

відносної вологості повітря у тваринницьких приміщеннях у жорстких умовах експлуатації перебувають конструкції, що призводить до різкого погіршенню їх теплозахисних якостей, стійкості проти корозії [6–8].

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Провести порівняльний аналіз традиційних систем опалення з локальним ІЧ опаленням в системі локального обігріву споруд на свинарських фермах.

Основна частина. На теперішній час енергоефективний обігрів стає все більше актуальним у зв'язку з ростом цін й зменшення лімітів на енергоносії. Для промислового виробництва свинини в умовах ферм і комплексів характерна підвищена концентрація погोलів'я у виробничих приміщеннях, в результаті цього в повітряному середовищі різко збільшуються зміст продуктів обміну речовин організму тварин (шкідливих газів, водяної пари), пилова і бактерійна забрудненість повітря, що у результаті негативно впливає на фізіологічний стан і продуктивність тварин.

Створити оптимальний мікроклімат в приміщеннях для утримання свиней можна тільки за умови застосування раціональних опалювально–вентиляційних систем на базі вискоефективних технічних засобів. В той же час відомо, що забезпечення необхідного мікроклімату є одним з найбільш енергоємних технологічних процесів разом з приготуванням і роздаванням кормів, прибиранням і підготовкою гною до використання (табл. 1).

В умовах постійно зростаючих цін на енергоносії пошук шляхів енергозбереження є першочерговим завданням, рішення якого дозволить забезпечити максимальну продуктивність тварин при мінімальних витратах паливно–енергетичних ресурсів.

За результатами досліджень, проведених фахівцями ВНИИМЖ, витрати енергоресурсів при виробництві свинини на фермах і комплексах можна зменшити за рахунок утилізації вентиляційних викидів, вдосконалення системи мікроклімату, поліпшення об'ємно–планувальних рішень, автоматизації контролю режимів роботи устаткування і освітлення, а також вдосконалення технологій утримання і годівлі, при цьому об'єм економії складе 0,94 млрд. кВт–год електроенергії і 0,82 млн. т у.п. (табл. 2).

Процес створення мікроклімату припускає здійснення операцій повітрообміну, нагріву, охолодження повітря, УФ–опромінення, ІЧ–обігріву тварин.

Таблиця 1 – Питома вага технологічних процесів в сукупних витратах паливно–енергетичних ресурсів, %

Процеси	Споживання свинофермами і комплексами	
	електроенергії	палива
Теплопостачання і забезпечення мікроклімату	40...65	60...90
Приготування і роздавання кормів	12...28	5...35
Прибирання і підготовка гною до використання	8...15	2...3

Таблиця 2 – Основні напрями і об'єми енергозбереження у свинарстві

Основні напрями енергозбереження	Об'єм економії енергоресурсів	
	паливо млн. т у.п.	електроенергія, млрд.. кВт·год
Вдосконалення технологій утримання і годівлі	0,43	0,72
Утилізація біологічного тепла тваринних, вентиляційних викидів, вдосконалення системи мікроклімату	0,23	0,10
Поліпшення об'ємно–планувальних рішень	0,18	–
Автоматизація контролю режимів роботи устаткування	0,1	–

У багатьох випадках самим енергоефективним типом обігріву є інфрачервоний. При традиційному опаленні спочатку нагрівається повітря, після чого тепло надходить до біологічних об'єктів. Тепле повітря природно направляється до стелі, створюючи конвективні потоки, що переміщують пил у приміщенні, а в холодний період року – до полу. У результаті більша частина теплової енергії витрачається на обігрів марного для споживача простору. Теплова енергія від ІЧ обігрівачів не поглинається повітрям, тому все тепло від випромінювача майже без втрат досягає біологічних об'єктів. При

цьому тепле повітря практично не концентрується під стелею, що робить ці прилади ефективними при рішенні завдань енергоефективного обігріву приміщень із високими стелями.

Застосування інфрачервоного обігріву забезпечує до 40% енергозбереження. Важливо відзначити, що інфрачервоний обігрів – це єдиний спосіб, що дозволяє здійснювати локальний обігрів робочого місця або зони в приміщенні. За допомогою інфрачервоного обігріву з'являється можливість підтримувати різні температурні режими в різних частинах приміщення і частково зменшити енерговитрати на роботу традиційної системи опалення в окремих зонах приміщення. Наприклад, якщо робочі місця перебувають на значному видаленні друг від друга, приміщення в цілому не повинне мати однакову температуру.

Навіть із погляду комфортності різні робочі ситуації припускають різні температури. Інфрачервоні обігрівачі забезпечують прискорений, у порівнянні із традиційними системами, прогрів приміщення. Передача тепла від інфрачервоних обігрівачів об'єктам відбувається без інерції, тому немає необхідності в постійному або попередньому нагріванні робочих приміщень. Випромінювач не сушить повітря, не спалює кисень, не піднімає пил і не шумить. Інфрачервоний обігрівач на відміну від традиційного способу обігріву, де спочатку потрібно прогріти повітря, зменшує різницю температур зон у підлоги й стелі, оскільки теплові промені нагрівають поверхні, на які падають, тим самим існує можливість підтримувати температуру у приміщенні нижче нормальної. ІЧ випромінювання не використовує повітря як носій тепла й тому забезпечує оптимальний температурний баланс у всіх приміщеннях. ІЧ-обігрів діє безпосередньо на біологічні об'єкти, тому після тимчасової втрати тепла в приміщеннях, викликаної, наприклад, відкритими дверима, інфрачервоні обігрівачі швидко відновлюють необхідну температуру.

Відомі результати медико-біологічних досліджень дозволили встановити, що системи інфрачервоного опалення більш повно відповідають специфіці тваринницьких приміщень ніж традиційні системи центрального опалення. Насамперед, за рахунок того, що при ІЧ обігріві температура внутрішніх поверхонь огорожень, особливо підлоги, перевищує температуру повітря в приміщенні. У результаті роботи ІЧ опалювальних систем температурно-вологісний режим у приміщеннях досягає сприятливих параметрів. Застосування систем ІЧ опалення для сільськогосподарських виробничих будівель дозволяє не лише створювати необхідні умови мікроклімату, але й інтенсифікувати виробництво. У багатьох господарствах значно збільшилося одержання приплоду після впровадження інфрачервоного опалення (збільшення опоросу в зимовий період в 4

рази), збільшилось збереження молодняка (з 72,8% до 97,6%). Відмічено, що при використанні локального обігріву молодняка, приріст живої маси збільшується на 0,187 кг/гол. при цьому енерговитрати зменшуються на 53%. [4].

Висновки. Система ІЧ опалення має низку переваг порівняно з традиційними системами:

- температура повітря нижче за рахунок ефекту обігріву лише поверхонь ІЧ променями, а не об'єму повітря, при якому кількість витраченої енергії менше, ніж при обігріві всього об'єму приміщення.

- зменшується рух повітря і пилу, що утворюються при різних технологічних процесах, за рахунок чого поліпшуються умови комфортності в спорудах АПК.

- теплова енергія направляється безпосередньо в технологічно-активну зону в якій знаходяться біологічні об'єкти, тому поверхнями з найвищою температурою є підлога й технологічне устаткування.

- система ІЧ опалення вимагає меншого часу для приведення її в робочий режим, за рахунок цього експлуатаційні витрати нижче, ніж для традиційної опалювальної системи.

- відпадає необхідність будівництва котелень і прокладання тепломереж.

- відсутність постійного обслуговуючого персоналу.

- мінімальні втрати тепла.

- виключається замерзання опалювальної системи (відсутність води).

Виходячи із усього вищезазначеного, можна стверджувати, що за всіма показниками системи інфрачервоного опалення є найбільш перспективним способом рішення проблеми ефективного обігріву сільськогосподарських підприємств. Але для вирішення даної проблеми необхідно провести дослідження з метою розробки математичної моделі, яка дозволить узгодити параметри інфрачервоного нагрівача з відповідними параметрами біологічного об'єкта, в залежності від способу утримання, породи, віку та факторів навколишнього середовища.

Література:

1. Болтянская Н. И. Анализ основных направлений ресурсосбережения в животноводстве / Н. И. Болтянская, О. В. Болтянский // MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. – 2016. – Vol.18, No 1. – P.49–54.

2. Болтянская Н. И. Щодо оцінки потенційної можливості застосування ресурсозберігаючих технологій на підприємствах молочного скотарства / Н. И. Болтянская, О. В. Болтянский // Науковий вісник ТДАТУ: Електронне наукове фахове видання. –

Мелітополь, 2016. – Вип. 6, т. 1. – С. 50–55.

3. Дубровин В.О. Обоснование параметров биотехнологического процесса компостирования подстилочного гноя и оборудование для его реализации / В. О. Дубровин // MOTROL. Commission of motorszation and energetyucs in agriculture. – 2010. – Vol.12. – P.27–34.

4. Болтянская Н. И. Пути развития отрасли свиноводства и повышение конкурентоспособности ее продукции / Н. И. Болтянская // MOTROL. Commission of motorszation and energetyucs in agriculture. – 2012. – Vol. 14, No 3. – P.164–175.

5. Болтянська Н. І. Система чинників ефективного застосування ресурсозберігаючих технологій в молочному скотарстві на підприємстві / Н. І. Болтянська // Науковий вісник ТДАТУ: Електронне наукове фахове видання. – Мелітополь, 2016. – Вип. 6, т. 1. – С. 55–64.

6. Болтянська Н. І. Показники оцінки ефективності застосування ресурсозберігаючих технологій в тваринництві / Н. І. Болтянська // Вісник Сумського НАУ / СНАУ. – Суми, 2016. – Вип.10/3 (31). – С. 118–121. – (Механізація та автоматизація виробничих процесів).

7. Артемова Е. И. Экономические аспекты инновационного развития животноводства: автореф. дис. ... д-ра эк. наук: 08.00.05 / Е. И. Артемова. – Краснодар, 2008. – 45 с.

8. Болтянська Н. І. Умови забезпечення ефективного застосування ресурсозберігаючих технологій в молочному скотарстві / Н. І. Болтянська, О. В. Болтянський // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2016. – Вип. 16, т.2. – С. 153–159.

СРАВНЕНИЕ ТРАДИЦИОННЫХ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ С ЛОКАЛЬНЫМ ИНФРАКРАСНЫМ ОТОПЛЕНИЕМ В СИСТЕМЕ ЛОКАЛЬНОГО ОБОГРЕВА СООРУЖЕНИЙ НА СВИНОВОДЧЕСКИХ ФЕРМАХ

Болтянская Н. И., Болтянский О. В.

Аннотация – низкая эффективность использования энергетических ресурсов особенно в электротехнологических комплексах по обеспечению микроклимата в сооружениях АПК обуславливает поиск путей совершенствования существующих и разработку новых прогрессивных электротехнологий и средств реализации. Одним из вариантов решения этой проблемы

является применение инфракрасных излучателей. В статье проведен сравнительный анализ традиционных систем отопления с локальным инфракрасным отоплением в системе локального обогрева сооружений на свиноводческих фермах. Установлено, что система ИК отопления имеет ряд преимуществ по сравнению с традиционными системами: температура воздуха ниже за счет эффекта обогрева только поверхностей ИК лучами, а не объема воздуха, при котором количество затраченной энергии меньше, чем при обогреве всего объема помещения; уменьшается движение воздуха и пыли, образующихся при различных технологических процессах, за счет чего улучшаются условия комфортности в сооружениях АПК; тепловая энергия направляется непосредственно в технологически активную зону, в которой находятся биологические объекты, так поверхностями с высокой температурой является пол и технологическое оборудование; система ИК отопления требует меньшего времени для приведения ее в рабочий режим, за счет этого эксплуатационные расходы ниже, чем для традиционной отопительной системы; отпадает необходимость строительства котельных и прокладки теплосетей; отсутствие постоянного обслуживающего персонала; минимальные потери тепла; исключается замерзания отопительной системы (отсутствие воды). Доказано, что по всем показателям системы инфракрасного отопления является наиболее перспективным способом решения проблемы эффективного обогрева сельскохозяйственных предприятий. Но для решения данной проблемы необходимо провести исследования с целью разработки математической модели, которая позволит согласовать параметры инфракрасного нагревателя с соответствующими параметрами биологического объекта, в зависимости от способа содержания, породы, возраста и факторов окружающей среды.

**COMPARISON OF TRADITIONAL SYSTEMS HEATING
WITH LOCAL INFRARED HEATING IN THE SYSTEM
OF LOCAL HEATING OF CONSTRUCTIONS
ON PIG BREEDINGS FARMS**

N. Boltyanska, O. Boltyanskyi

Summary

Low efficiency of use of energy resources, especially in the electrotechnical complexes to ensure the microclimate in the buildings of the agroindustrial complex, determines the search for ways to improve the existing ones and the development of new advanced electrotechnologies and means of implementation. One of the solutions to this problem is the use of infrared emitters. The article presents a comparative analysis of traditional heating systems with local infrared heating in the system of local heating of buildings on pig farms. It has been established that the infrared heating system has a number of advantages compared to traditional systems: the air temperature is lower due to the effect of heating only surfaces by infrared rays, and not the air volume, in which the amount of energy expended is lower than when heating the entire volume of the room; the movement of air and dust generated during various technological processes is reduced, thereby improving the comfort conditions in the AIC facilities; thermal energy is directed directly to the technologically active zone in which there are biological objects, so the floor and the process equipment are surfaces with high temperature; IR heating system requires less time to bring it into operation, due to this, operating costs are lower than for traditional heating systems; there is no need for construction of boiler rooms and laying of heating networks; lack of permanent staff; minimal heat loss; freezing of the heating system (lack of water) is excluded. It is proved that in all respects infrared heating systems are the most promising way to solve the problem of efficient heating of agricultural enterprises. But to solve this problem, it is necessary to conduct research in order to develop a mathematical model that will allow the parameters of an infrared heater to be matched with the corresponding parameters of a biological object, depending on the method of keeping, breed, age and environmental factors.

УДК 631.354.2.004.5

МОДЕЛЮВАННЯ ЦИКЛІВ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ

Калініченко Д. Ю., аспірант*,

Роговський І. Л., к.т.н.

*Національний університет біоресурсів і природокористування
України*

(044)527-82-42

Анотація – Технологічні процеси діагностування сільськогосподарських комбайнів при їх технічному обслуговуванні описують ступінчатою функцією технологічності, яка з достатньою точністю апроксимується прямою лінією, що проходить через початок координат. Параметр цієї функції характеризує технологічність процесу діагностування. Запропоновані операційні технології діагностування, які розроблені із врахуванням упорядкування робіт між виконавцями і взаємоузгодження їх з режимом діагностування, місця обслуговування підвищили технологічність процесу діагностування при Д-1 – в 1,51; Д-2 – в 1,18, Д-3 – в 1,53 рази. При цьому тривалість діагностування скорочується відповідно в 1,42; 1,36; 2,3 рази. Із застосуванням регресійного аналізу вибрані фактори, які характеризують фрагменти процесу діагностування і отримані емпіричні рівняння, які дозволяють оцінювати трудомісткість діагностування по креслярській документації на ранній стадії розробки системи діагностування.

Ключові слова – моделювання, зернозбиральний комбайн, технічне діагностування, технічне обслуговування, цикл.

Постановка проблеми. Виконані дослідження [1] показали, що від того наскільки зернозбиральний комбайн, як технічна система [2], пристосований до діагностування визначеними діагностичними засобами, значно залежить реалізація самого процесу відновлення працездатності. Тому, не випадково, нормативні документи по контролепридатності передували нормативам по системам і процесам технічного обслуговування [3], а показники ефективності ідентичні між собою [4].

© Калініченко Д.Ю., Роговський І.Л.

* Науковий керівник - Роговський І.Л.

DOI: 10.31388/2078-0877-18-2-224-236

В основному всі технології складаються із технологічних карт по оцінці складних частин комбайна [5]. Аналіз технологій діагностування комбайнів показує, що число виконавців робіт коливається від одного до трьох. Так, в маршрутній технології технічного обслуговування [6] і в інтегральній технології технічного обслуговування [7] комбайна передбачено два виконавці, які працюють по першій технології на двох, а по другій – на 4-х постах. Разом з тим в технологіях не вказані роботи, що виконуються кожним конкретним виконавцем, хоча методичні рекомендації і вказівки про необхідність розподілення обов'язків між членами ланки виконавців є в наявності [8].

Аналіз останніх досліджень. Заслуговує уваги праці Вороніна Д. М. і Привалова П.В. по вибору численності виконавців первинних підрозділів на основі графіків узгодження послідовності робіт, які виконуються конкретними виконавцями. Практична реалізація такого підходу здійснена Федоровим С.П., який розробив технологію обслуговування із закріпленням виконавців за певним видом робіт. Однак, в обох випадках розглядалось лише щозмінне технічне обслуговування.

В працях Хмелевого М. М. дано лінійний графік послідовності діагностування комбайна при ТО-3 на посту діагностування з розподіленням робіт між двома виконавцями. В рекомендаціях ГОСНИТИ пропонується розподілити спочатку всі роботи у відповідності за кваліфікацією робітників, а потім після розрахунку їх зайнятості перекласти частину робіт з найбільш перенавантажених членів ланки на менш зайнятих. Недоліком цих рекомендацій є невизначеність критерія при закріпленні робіт за виконавцями [9].

В роботах Бойка Ю.Ф. використувані методи мережевого планування і управління для покращення технологій технічного обслуговування. Автор розбиває роботи на залежні та незалежні, після чого послідовність залежних робіт встановлюється з врахуванням логічних зв'язків між ними, а незалежних – з використанням правила встановлення пріоритетів на основі критеріїв трудомісткості роботи, її позиційної ваги, сумарного балу, інформаційного навантаження працівника, мінімуму затрат часу. Такий підхід дозволяє скоротити тривалість процесу технічного обслуговування, однак роботи дані укрупнено, що не дозволяє використовувати повний резерв скорочення тривалості [10]. Склад робіт не дозволяє оцінити вплив компонентів систем. Крім того, більшість параметрів мережевої моделі ускладнює аналіз і порівняння технологій.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Провести огляд існуючих підходів та виконати моделювання технологічності

процесу за циклами технічного діагностування зернозбиральних комбайнів.

Основна частина. Застосовуючи розроблений математичний апарат [10], проведена апроксимація експериментальних даних, які характеризують технологічність процесів технічного контролю параметрів технічного стану досліджуваних комбайнів за цикл технічного обслуговування, за видами Д-1, Д-2, Д-3, окремим діагностичним параметрам і роботам, які виконуються окремими виконавцями прийнятими моделюючими функціями.

Результати оцінки похибок апроксимації зведені в табл. 1, які показують, що для різних процесів можна використовувати різні функції з метою отримання мінімальної похибки. Разом з тим, найбільш проста функція при незначній похибці охоплює всі розглянуті процеси діагностування.

Таблиця 1 – Результати оцінки похибок апроксимації процесів діагностування

Про- цес	Функ- ція	1	2	3	4	5
Д-1	с	0,09...0,29	0,01...0,09	0,01...0,03	0,01...0,04	0,07...0,25
	т	0,09...0,31	0,01...0,05	0,0...0,02	0,01...0,03	0,07...0,24
	п	0,11...0,30	0,01...0,07	0,0...0,07	0,01...0,02	0,07...0,24
Д-2	с	0,06...0,14	0,0...0,09	0,0...0,94	0,0...0,01	0,40...2,18
	т	0,05...0,14	0,0...0,05	0,0...0,85	0,0...0,01	0,22...1,43
	п	0,07...0,14	0,0...0,04	0,0...0,52	0,0...0,01	0,18...0,82
Д-3	с	0,05...0,18	0,01...0,04	0,71...1,72	0,0...0,86	0,65...1,32
	т	0,06...0,19	0,01...0,04	0,30...4,0	0,0...0,35	0,29...1,0
	п	0,04...0,19	0,01...0,04	0,38...0,86	0,0...0,44	0,44...0,91
Викона вці	с	0,05...0,13	0,0...0,02	0,35...0,82	0,0...0,35	0,34...0,84
	т	0,06...0,21	0,0...0,02	0,13...0,53	0,0...0,25	0,12...0,56
	п	0,04...0,16	0,0...0,01	0,10...0,45	0,0...0,20	0,12...0,43
Парам етри	с	0,08...0,16	0,0...0,02	0,34...1,13	0,0...0,59	0,47...1,69
	т	0,06...0,10	0,0...0,03	0,26...0,85	0,0...0,48	0,27...0,81
	п	0,09...0,21	0,0...0,02	0,19...0,97	0,0...0,26	0,14...1,01

Для цієї функції визначені показники достовірності коефіцієнтів апроксимації, які наведені в табл. 2.

Із даних таблиці 2 видно, що об'єм вибірок, тобто степінь розчленування процесу у відповідності з прийнятою методикою декомпозиції є достатнім. Критерій суттєвості коефіцієнтів

апроксимації значно перевищує табличні дані при 5% рівні значущості, отже функція апроксимації є значущою.

Функції технологічності будувались на основі графіків трудонапруженості робіт, перелік подій і робіт, відповідних мережевих графіків. На рис 1. дані графіки трудонапруженості робіт по Д-1 комбайнів групи 1.

Таблиця 2 – Середні значення коефіцієнтів апроксимації і показники їх достовірності

Процес		N	Система			Комбайн			Прилад			
			ε	S_{ε}	t_{05}	ε	S_{ε}	t_{05}	ε	S_{ε}	t_{05}	
Д-1	Базова	10	1,07	0,02	2,31	0,66	0,02	2,31	0,41	0,02	2,31	
	Операційна	11	1,6	0,04	2,26	1,02	0,03	2,26	0,59	0,02	2,26	
Д-2	Базова	25	1,33	0,03	2,07	0,90	0,02	2,07	0,54	0,02	2,07	
	Операційна	29	1,7	0,02	2,05	1,03	0,01	2,05	0,65	0,01	2,05	
Д-3	Базова	32	1,54	0,02	2,04	0,73	0,01	2,04	0,81	0,015	2,04	
	Операційна	35	2,33	0,02	2,04	1,13	0,02	2,04	1,2	0,01	2,04	
Виконавці	Комбайнер	Баз.	26	0,5	0,01	2,06	0,39	0,01	2,06	0,11	0,01	2,06
		Опер.	26	0,74	0,01	2,06	0,54	0,01	2,06	0,20	0,01	2,07
	Слюсар	Баз.	24	0,35	0,01	2,07	0,20	0,01	2,07	0,25	0,01	2,07
		Опер.	19	0,78	0,01	2,11	0,51	0,01	2,11	0,37	0,01	2,11
	Майстер	Баз.	8	0,33	0,01	2,11	0,20	0,01	2,45	0,13	0,01	2,45
		Опер.	24	0,77	0,01	2,07	0,37	0,01	2,07	0,40	0,01	2,07
Окремі параметри		20	1,04	0,01	2,10	0,66	0,02	2,10	0,37	0,015	2,10	

Прямокутниками в суцільних лініях зображені роботи по підготовчих, основних і заключних етапів для кожного діагностичного параметру, а прямокутниками в пунктирних лініях – затрати праці по одному чи групі параметрів, що мають підготовчі і заключні роботи. Із графіка наочно видно трудонапруженість робіт по даному виду діагностування і по кожному параметру. Як видно, трудонапруженість параметру «тиск в шинах» аналогічна для всіх типів комбайнів, а відмінність трудонапруженості параметрів «натяг приведених ременів» і «рівень електроліту в акумуляторі» пояснюється конструктивними особливостями комбайнів (три ремені, два акумулятори). Із графіку видно, що значну частку при оцінці натягу приведених ременів на комбайні №1 і рівні електроліту в

акумуляторах комбайнів №1 і №2 займають підготовчо–заклучні роботи. Для цих параметрів побудовані криві трудонапруженості робіт на основі прийнятої по елементної декомпозиції. Операційні технології склалися відповідно методики для двох виконавців, в результаті якої показники технологічності для Д–2 тракторів №4, №1, №2, №3 збільшились до 1,5...1,8. При цьому інтенсивність роботи окремого виконавця збільшилась від 0,75 до 0,90.

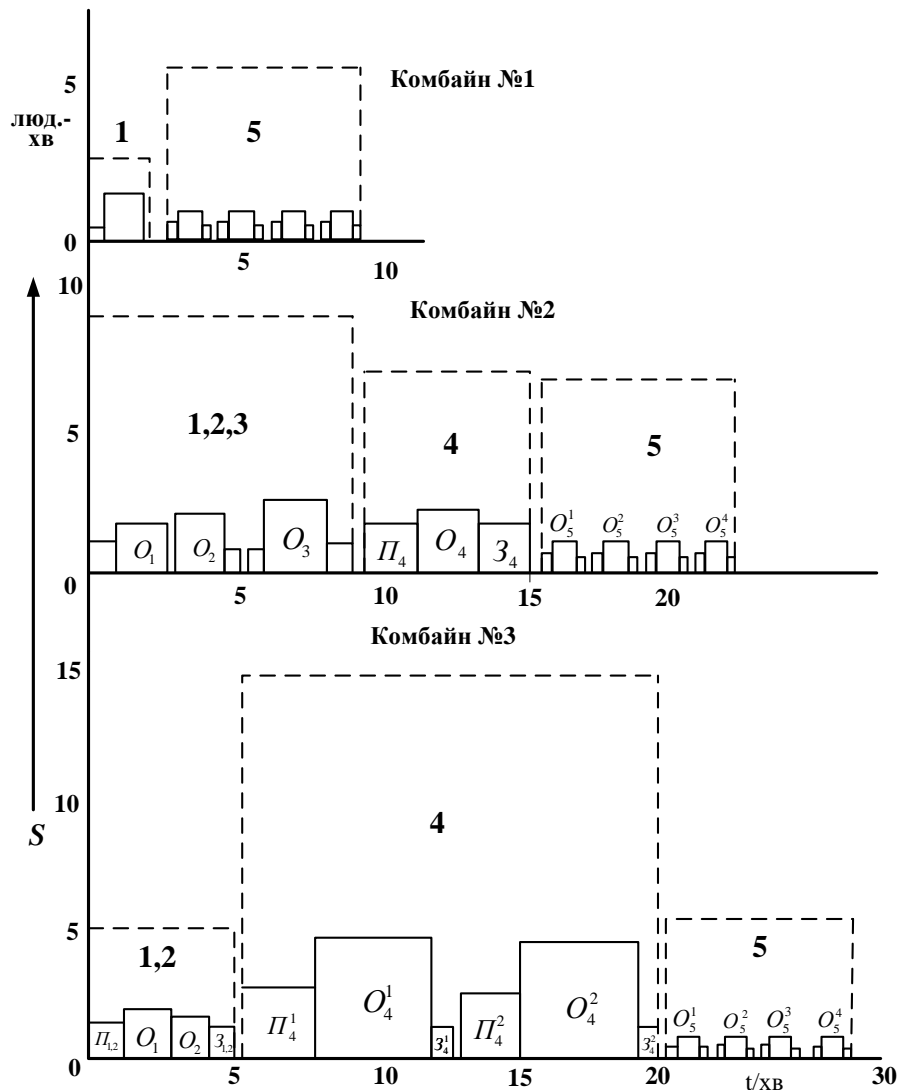


Рис. 1. Трудонапруженість робіт при Д–1 комбайнів

В табл. 3. приведені значення показників технологічності процесу за видами і за цикл діагностування для всього об'єму робіт і приведені на одного виконавця, а на рис. 2 – їх графічна інтерпретація, де заштрихована частина відповідає базовим технологіям.

Діаграма наочно показує підвищення рівня технологічності, тобто інтенсивності діагностування, яке склало за Д–1 – в 1,5 рази, за Д–2 – в 1,8 рази, за Д–3 – в 1,53 і за цикл ТО – в 1,4 рази. Зміна

показників технологічності, приведених до одного виконавця відповідно складає 0,86; 1,35; 2,12; 1,49. Зменшення приведенного показника за Д-1 пояснюється виконанням робіт двома виконавцями замість одного. Однак, при цьому скоротилась тривалість процесу, що є одним із важливих показників ефективності діагностування.

В результаті виконаної роботи з удосконалення технологічності процесів діагностування тривалість операційних технологій в порівнянні з базовими (табл. 4) зменшилась, в середньому, за Д-1 на 40%, за Д-2 на 26,4%, за Д-3 на 56,6%, за цикл ТО – на 44,5%. Діаграма зміни тривалості процесів діагностування представлена на рис. 3.

Таблиця 3 – Значення показників інтенсивності діагностування за базовими та операційними технологіями

Комбайн і технологія	Д-1		Д-2		Д-3		Цикл ТО	
	ε	ε	ε	ε	ε	ε	ε	ε
Комбайн №1								
базова	0,97	0,97	1,29	0,65	1,42	0,47	1,29	0,63
операційна	1,6	0,8	1,5	0,75	2,49	0,83	1,95	0,80
Комбайн №2								
базова	0,96	0,96	1,25	0,63	1,51	0,38	1,39	0,50
операційна	1,43	0,72	1,7	0,85	2,39	0,8	2,05	0,80
Комбайн №3								
базова	0,97	0,97	1,3	0,65	1,46	0,49	1,30	0,65
операційна	1,67	0,83	1,8	0,90	1,98	0,66	1,83	0,73
Комбайн №4								
базова	0,98	0,98	1,29	0,65	1,32	0,26	1,21	0,59
операційна	1,77	0,88	1,7	0,85	2,1	0,7	1,88	0,80
Середнє значення								
базова	0,97	0,97	1,44	0,64	1,43	0,49	1,30	0,59
операційна	1,62	0,83	1,68	0,84	2,24	0,75	1,93	0,78

На основі хронометражних спостережень процесів діагностування при технічному обслуговуванні досліджуваних комбайнів отримані експериментальні дані основного нормованого показника ефективності – сумарної оперативної трудомісткості діагностування за цикл технічного обслуговування. Заштрихована частина діаграми показує, що трудомісткість процесу діагностування розглянутих комбайнів складає 24...48% від нормованої трудомісткості їх технічного обслуговування. Це цілком закономірно і пояснює ускладнення конструкцій в зв'язку із зростом їх енергонасиченості.

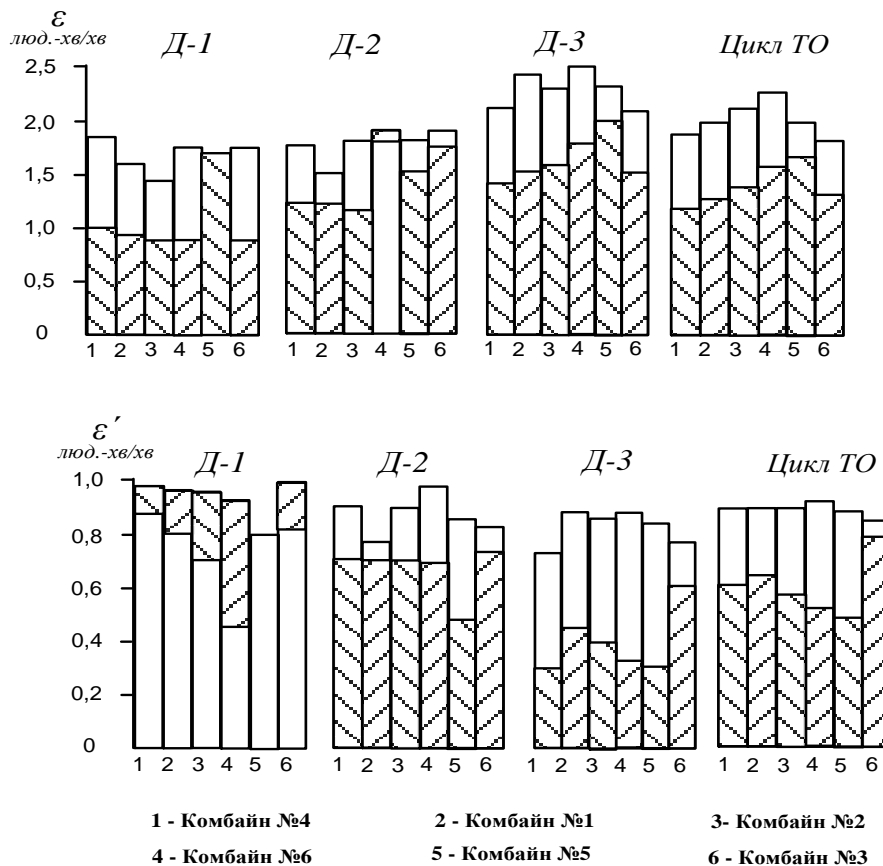


Рис. 2. Діаграма показників технологічності процесів діагностування для всього об'єму робіт (ε) і приведені на одного виконавця (ε')

Таблиця 4 – Тривалість діагностування за базовими і операційними технологіями

Комбайн, Технологія	Д-1, хв.	Д-2, хв.	Д-3, год.	Цикл ТО год.
Комбайн №1				
базова	16,0	50,9	3,86	9,6
операційна	9,3	32,8	1,88	5,38
Комбайн №2				
базова	11,6	40,2	7,63	11,96
операційна	7,2	31,4	2,85	6,04
Комбайн №3				
базова	26,5	144,3	7,47	20,0
операційна	15,3	98,5	3,77	11,75
Комбайн №4				
базова	21,2	56,8	5,58	12,64
операційна	12,0	41,2	2,27	6,73
Середнє значення				
базова	18,83	73,05	6,14	13,55
операційна	8,88	50,98	2,69	7,48

Найбільший об'єм діагностичних робіт по відношенню до всього об'єму за цикл технічного обслуговування передбачається інструкціями комбайнів №2 (48%) і №4 (39%), а найменший в №1 (33,4%). Така відмінність пояснюється не тільки різною складністю конструкції, але і різною повнотою діагностування.

Аналіз трудомісткості діагностування по системах комбайна (рис. 4) показує, що найбільша питома вага припадає на двигун, частка якого складає, в середньому 54,3%, тобто більше половини.

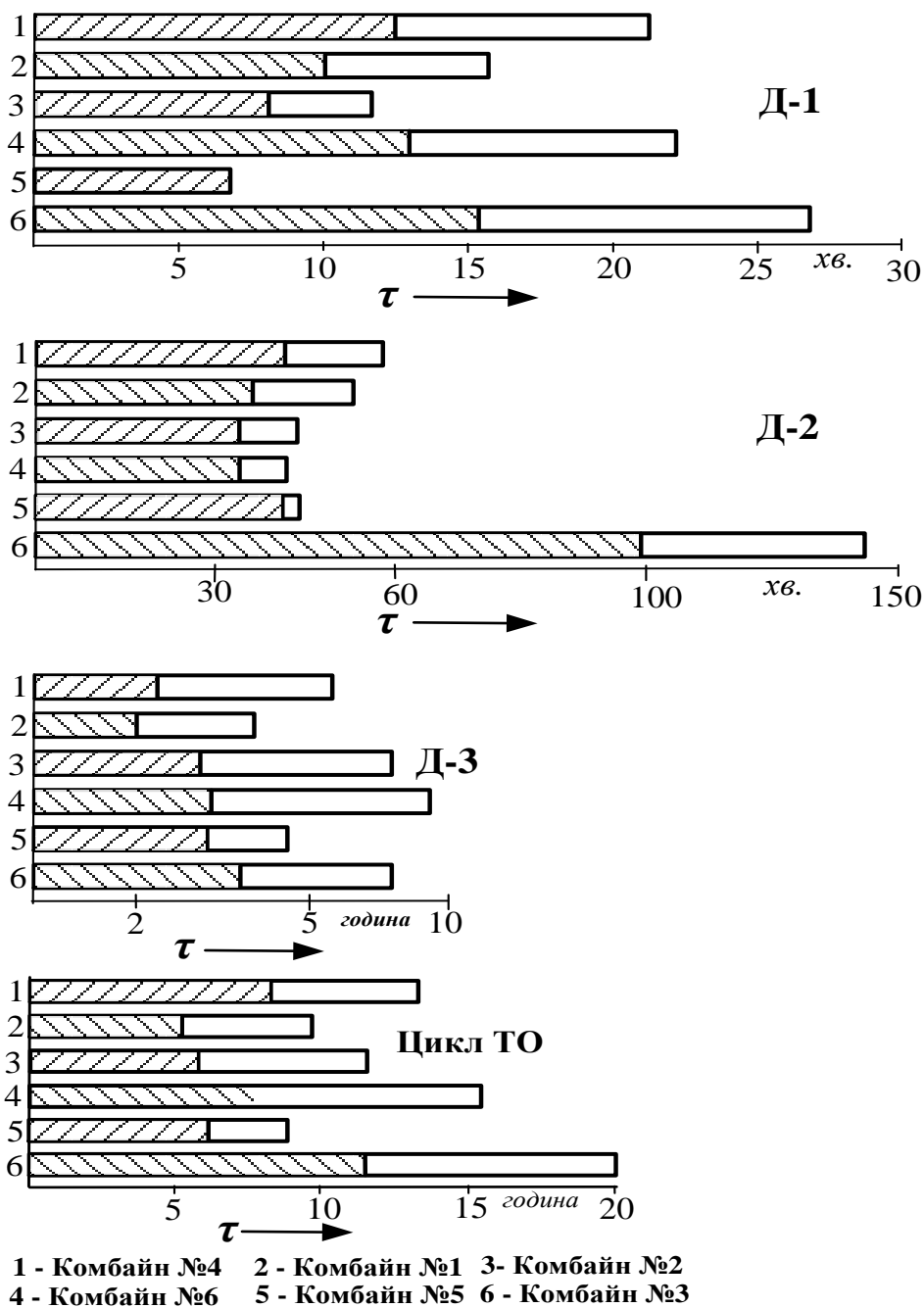


Рис. 3. Діаграма зміни тривалості процесів за базовими і операційними технологіями

Це пояснюється не тільки складністю цього агрегату, але і підвищеною увагою до нього зі сторони діагностів–дослідників і розробкою діагностичного обладнання. З іншої сторони, це викликано технологічністю складальних частин і використанням малоефективних методів і засобів. Частки складальних систем комбайна складають, в середньому: електрообладнання – 21,6%, ходова система – 8,1%, трансмісії – 7,0%, гальма і пневмосистеми – 3,9%, механізмів керування – 3,1%. Гідросистеми навісного пристрою – 2,1%. Даний аналіз дозволяє намітити першочергові шляхи удосконалення процесу діагностування, тобто за двигуном і електрообладнанням.

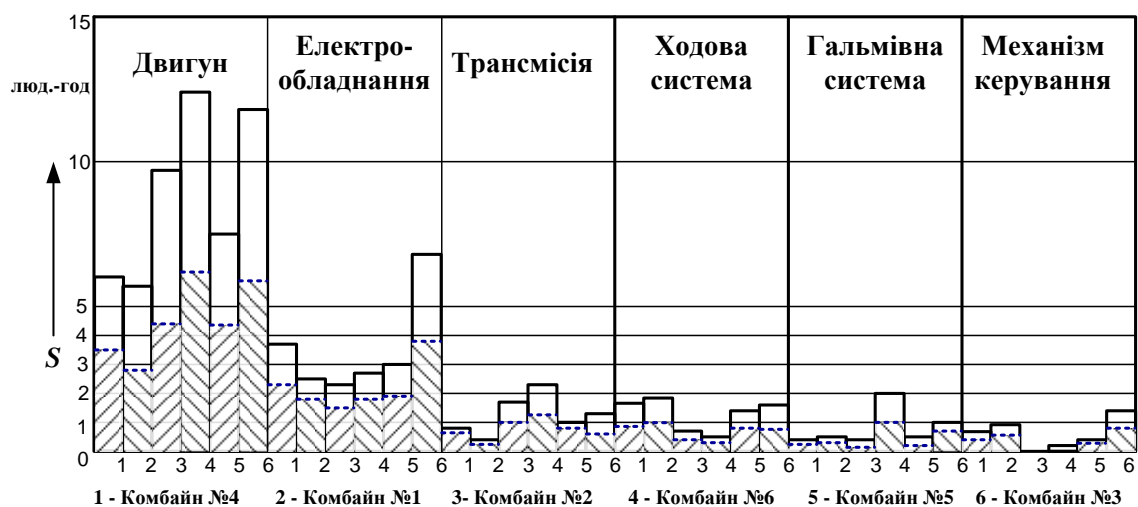


Рис. 4. Діаграма розподілу сумарної циклової трудомісткості діагностування по системам зернозбирального комбайна

Розподіл трудомісткості за видами діагностування (рис. 5) показує, що основний об'єм припадає на Д–3 і складає 5,6...15,2 люд–год.

Такий великий розмах значень також пояснюється різною повнотою діагностування. подальше виявлення причин високої трудомісткості відбувається на основі аналізу окремих діагностичних параметрів, які входять в склад визначеного виду робіт.

Аналіз трудомісткості окремих діагностичних параметрів показує, що більше 80% від всього числа, контролюючих в кожному виді діагностування мають трудомісткість: за Д–1 до 9,0 люд.–хв., за Д–2 до 12 люд.–хв., за Д–3 до 45 люд.–хв. Таким чином, в першу чергу повинні вдосконалюватись процеси діагностування решти 20% параметрів, які мають трудомісткість більше приведених значень. До таких параметрів відносяться: за Д–1 – рівень електроліту в акумуляторах комбайна №3, за Д–2 – зазори між клапанами і коромислами для всіх комбайнів, момент затягування гайок головки

циліндрів для комбайнів №4, кут випередження впорскування палива і тиску впорскування форсунками для комбайнів №3, за Д-3 – параметри паливного насосу для всіх комбайнів, тиск впорскування форсунками для комбайнів № 3, № 4, № 2, зазори в колісних гальмах і сумарний зазор в шатунних вольницях колінчатого валу для комбайнів №2, оцінка правильності контрольно-вимірювальних приладів за № 3.

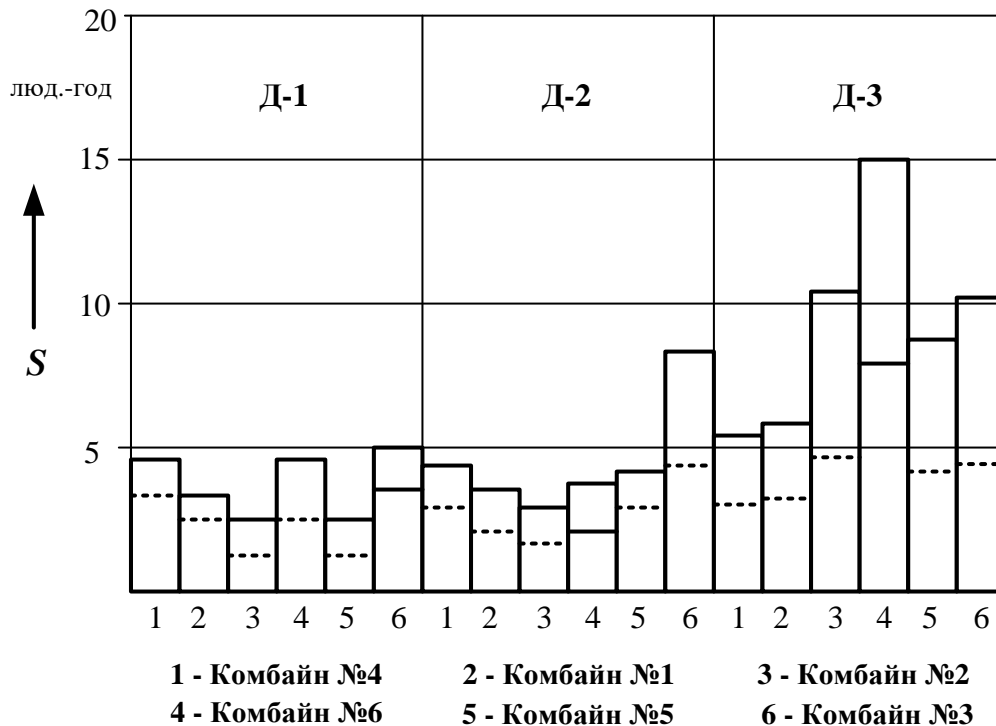


Рис. 5. Діаграма розподілу сумарної циклової трудомісткості за видами діагностування

Подальший пошук «вузьких» ділянок процесу діагностування відбувається на основі аналізу приватних показників, які визначаються за результатами прийнятої декомпозиції як для окремих параметрів, так для виду і циклу діагностування.

Висновки. Трудомісткість діагностування комбайнів складає 24...48% від нормованої оперативної трудомісткості діагностування цих комбайнів. Біля 20% діагностичних параметрів по кожному виду технічного обслуговування мають трудомісткість: за Д-3 – більше 45 люд.-хв., за Д-2 – більше 12 люд.-хв., за Д-1 – більше 9 люд.-хв. Найбільший об'єм робіт, припадає на двигун, що складає в середньому 54,3%. Частки інших систем складають в середньому: електрообладнання – 8,1%, трансмісії – 7%, гальма і пневмосистеми – 3,9%, механізмів керування – 3,1%, гідросистеми навісного пристрою

– 2,1%. В сумарній цикловій трудомісткості діагностування 43...53% займають допоміжні роботи. Трудонапруженість процесів діагностування є нерівномірною, як для видів технічного обслуговування так і для окремих параметрів. Приватні показники трудонапруженості дозволяють виявити «вузькі місця» процесів діагностування.

Показники взаємної пристосованості і технологічності компонентів системи «людина–прилад–машина» свідчить про правильність комплексного підходу і необхідності удосконалення усіх компонентів системи діагностування. При Д–1 і Д–2 методи і засоби діагностування вже достатньо відпрацьовані і вдосконаленню підлягають конструкції комбайнів (0,58...0,74, 0,53...0,66), а при Д–3 – необхідно вдосконалювати методи і засоби діагностування (0,48...0,58).

Низька технологічність процесів діагностування викликана нераціональною послідовністю виконання робіт виконавцями. При Д–3 найбільша інтенсивність робіт припадає на комбайнера, яка, однак, складає біля 0,5, що свідчить про використання його можливостей тільки на половину. В операційних технологіях Д–3 інтенсивність робіт піднялась в середньому: комбайнера – в 1,5, слюсаря – 2,2, майстра – в 2,3 рази і в межах 0,74...0,78. Технологічність робіт, що залежать від компонентів системи діагностування при застосуванні операційних технологій підвищилась в середньому по Д–1: комбайна – на 53%, діагностичних засобів на 44%, виконавців на 16% (зменшилась), по Д–2: комбайна – на 14%, діагностичних засобів – на 22%, виконавців – 35%, по Д–3: комбайна – на 56%, діагностичних засобів – на 42%, виконавців – в 2,1 рази.

Література:

1. Калініченко Д. Ю. Аналітичні положення визначення коефіцієнта динамічності параметрів технічного стану зернозбиральних комбайнів / Д. Ю. Калініченко, І. Л. Rogovський // Техніко–технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки, технологій для сільського господарства України. – Дослідницьке, 2017. – Вип. 21 (35). – С. 55–61.
2. Калініченко Д. Ю. Аналіз систем і стратегій технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів та їх складових частин / Д. Ю. Калініченко, І. Л. Rogovський // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. – К., 2017. – Вип. 258. – С. 380–390. – (Техніка та енергетика АПК).

3. Калініченко Д. Ю. Штучні когнітивні системи в процесах технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів / Д. Ю. Калініченко, І. Л. Rogovskii // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. – К., 2017. Вип. 262. – С. 353–361. – (Техніка та енергетика АПК).

4. Калініченко Д. Ю. Математичний апарат опису маршруту технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів з урахуванням виявлення комбінацій відмов / Д. Ю. Калініченко, І. Л. Rogovskii // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. – К., 2017. – Вип. 275. – С. 337–346. – (Техніка та енергетика АПК).

5. Kalinichenko, D., & Rogovskii, I. (2017). Decision for technical maintenance of combine harvesters in system of RCM. *MOTROL. Commission of Motorization and Energetycs in Agriculture*, 19 (3), 179–184.

6. Kalinichenko, D., & Rogovskii, I. (2017). Modeling technology in centralized technical maintenance of combine harvesters. *ТЕКА. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering*, 17 (3), 103–114.

7. Rogovskii I. Стохастические модели обеспечения работоспособности сельскохозяйственных машин / И. Rogovskii // *MOTROL. Commission of motorization and energetycs in agriculture*. – 2014. – Т. 16, № 3. – Р. 296–302.

8. Rogovskii I. L. Conceptual framework of management system of failures of agricultural machinery / I. L. Rogovskii // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. – К., 2017. – Вип. 262. – С. 403–411. – (Техніка та енергетика АПК).

9. Калініченко Д. Ю. Моделювання операцій контролю параметрів технічного стану зернозбиральних комбайнів при технічному обслуговуванні / Д. Ю. Калініченко, І. Л. Rogovskii // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. – К., 2018. – Вип. 282. – С. 337–346. – (Техніка та енергетика АПК).

10. Kalinichenko, D., & Rogovskii, I. (2018). Method for Determining Time of next Maintenance of Combine Harvesters. *ТЕКА. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering*, 18 (1), 105–115.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ЦИКЛОВ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ

Калиниченко Д. Ю., Роговский И. Л.

Аннотация – технологические процессы диагностирования сельскохозяйственных комбайнов при их техническом обслуживании описывают ступенчатой функцией технологичности, которая с достаточной точностью аппроксимируется прямой линией, проходящей через начало координат. Параметр этой функции характеризует технологичность процесса диагностирования. Предложенные операционные технологии диагностирования, которые разработаны с учетом упорядочения работ между исполнителями и взаимосвязи с режимом диагностирования, места обслуживания повысили технологичность процесса диагностирования при Д–1 – в 1,51, Д–2 – в 1,18, Д–3 – в 1,53 раза. При этом продолжительность диагностирования сокращается соответственно в 1,42, 1,36, 2,3 раза. С применением регрессионного анализа выбраны факторы, которые характеризуют фрагменты процесса диагностирования и получены эмпирические уравнения, позволяющие оценивать трудоемкость диагностирования по чертежной документации на ранней стадии разработки системы диагностирования.

MODELING OF THE CYCLES OF MAINTENANCE SERVICE OF GRAIN BENCHED COMBINES

D. Kalinichenko, I. Rogovskii

Summary

Technological processes diagnostics of agricultural harvesters in their maintenance describe the step function of technology, which with sufficient accuracy approximated by a straight line passing through the origin. The parameter of this function characterizes the manufacturability of the process of diagnosis. Proposed operating technologies of diagnostics, adapted to the streamlining of work between the performers and link them with the mode of diagnosis, place of service increased manufacturability of the process of diagnosis with D–1 – 1.51, D–2 – 1.18, D–3 – 1.53 times. The duration of diagnosis is reduced to 1.42, respectively, of 1.36, 2.3 times. With the use of regression analysis of selected factors that characterize the fragments of the process of diagnosis and obtained empirical equation allows to estimate the complexity of diagnosing according to drawing documentation in the early stages of developing a system of diagnosis.

УДК 631.3.012

АНАЛІЗ НАПРЯМКІВ РОЗВИТКУ РУШІЙ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

Бешун О. А., к.т.н.,

Ачкевич В. І., м.н.с.,

Чуба С.В., студент,

Національний університет біоресурсів і природокористування

України

(044)527-82-42

Анотація – інтенсивне ведення сільського господарства призводить до підвищення кількості заходів, пов'язаних з роботою машинно–тракторних агрегатів в полі. Під час роботи машинно–тракторних агрегатів відбувається контактна взаємодія рушій з ґрунтом. При взаємодії спостерігається деформування та ущільнення ґрунту, що негативно впливає на зміну його структури. Для зменшення негативного впливу на ґрунт необхідно виконувати правильний вибір ходових систем та їх режимів роботи в залежності від відповідних ґрунтових умов та компонування машинно–тракторних агрегатів. В статті проведено огляд сучасних рушій машинно–тракторних агрегатів, описані їх переваги та недоліки. Розглянуто основні тенденції розвитку рушій та проаналізовано суть конструктивних напрямків розвитку сучасних ходових систем.

Ключові слова – ходові системи, колісні рушії, машинно–тракторний агрегат, ґрунт, маса трактора.

Постановка проблеми. Розвиток технічного забезпечення сільського господарства іде шляхом застосування широкозахватних агрегатів, застосування яких вимагає реалізації досить великої потужності колісними рушійми. Досить часто для реалізації необхідної потужності застосовують додаткові баластні маси, що призводить до збільшення питомих тисків в зоні контакту колеса з ґрунтом, як наслідок відбувається збільшення ущільнення ґрунту. Ущільнення ґрунту призводить до руйнування його структури та може мати ряд негативних наслідків для якості ґрунтів та рослинництва, включаючи наступні: знижує рівень інфільтрації води у ґрунті, зменшує швидкість

проникнення води в ґрунтову зону і ґрунт, підвищує потенціал для поверхневого водяного стоку, поверхневих забруднень ґрунту та ерозії ґрунтів, знижує здатність ґрунту зберігати воду та повітря, які необхідні для росту та функціонування кореня рослин, зменшується врожай внаслідок ущільнення ґрунту, знижує потенціал врожайності у вигляді зниження врожайності сільськогосподарських культур [1, 2, 3].

Аналіз останніх досліджень. Механічний вплив рушіїв на ґрунт не можна розглядати тільки як ущільнювальний, бо водночас відбувається інтенсивне руйнування ґрунтової структури під впливом буксування. У гусеничних тракторів граничне буксування не перевищує 6–8%, тоді як за номінального тягового зусилля в колісних тракторів граничне буксування може досягати 25–30%, при цьому трактор із колісними рушіями витрачає на деформацію ґрунту і буксування понад 47% потужності двигуна [3,4]. Ефективним способом підвищення тягово-зчіпних якостей, зменшення питомого тиску на ґрунт і поліпшення прохідності трактора є збільшення площі контакту рушіїв із ґрунтом шляхом застосування широко профільних шин напівгусеничного ходу та здвоєних коліс.

Зміна геометричних параметрів рушіїв, з метою збільшення плями контакту для покращення зчеплення з опорною поверхнею, приводить до зменшення буксування привідного колеса та негативної дії на ґрунт. Найбільш ефективним можна вважати комплексний підхід, що полягає в підборі необхідної маси трактора та сучасної шини з точки зору мінімізації негативного впливу на ґрунт. Усі вказані способи спрямовані на збільшення площі контакту шини з ґрунтом, що на пряму впливає на зниження питомого тиску рушіїв на нього.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Провести огляд та зробити аналіз існуючих рушіїв сільськогосподарських агрегатів та напрямки подальшого розвитку.

Основна частина. Ущільнення ґрунту є однією з основних проблем сучасного сільського господарства. Надмірне використання машин, інтенсивне обробка ґрунтів та неправильне ведення господарювання призводять до ущільнення ґрунтів. Ущільнення ґрунту відбувається в широкому діапазоні в залежності від різновиду ґрунтів і кліматичних зон.

На основі аналізу джерел показано основні способи, як уникнути або запобігти ущільненню ґрунту: зменшення тиску на ґрунт знижуючи навантаження на вісь або збільшуючи контактну поверхню колеса з ґрунтом; скорочення кількості проходів сільськогосподарської техніки та інтенсивності; обмеження трафіку до певних ділянок поля (контрольований рух); збільшення органічної речовини ґрунту шляхом утримання залишків культур і пасовищ.

Джерела [3,4,5] вказують що збільшення ущільнення ґрунту веде до перевитрати палива до 40 % та до 15 % гірше засвоєння мінеральних добрив. В порівнянні з ущільненим ґрунтом на неущільнених ґрунтах можливе збільшення врожайності зернових та технічних культур від 8 до 35 %. Дослідження [6], продемонстрували, що збільшення щільності ґрунту додатковим 0,15 т / м³ за оптимальним 1,35 т/м³ зменшує врожайність на 10–15%.

Автор [11] вказує, що тиск на обробленому пухкому ґрунті 200–250 кПа зменшує просочувальні властивості ґрунту більш ніж на 80% у порівнянні з неущільненим ґрунтом.

Дослідники та науковці стверджують, що найбільший вплив на ущільнення ґрунту має енергетичний засіб, тобто співвідношення ваги засобу до площі контакту в залежності від умов роботи. Використання великогабаритної техніки, широкозахватних посівних комплексів призводить до застосування потужних тракторів та комбайнів, які в свою чергу дуже ущільнюють ґрунт [7,10,8]. Так використання 12 метрового посівного комплексу підвищує продуктивність агрегату до 15%, але збільшення ущільнення може призвести до втрат врожайності 0,6 т / га.

Дослідження [8,9] показали, що використання шин, призначених для роботи при зниженому тиску незалежно від системи вирощування, є скромною перевагою. Середньозважений прибуток становив £ 15 / га при роботі при тиску від 0,6 до 0,7 бар, в порівнянні із стандартним типом шин. Також дослідження порівнюють використання різних типів рушіїв колісні та гусеничні та їхній вплив на ущільнення ґрунту. Трактор Case Quadtrack створює ґрунтовий стрес на глибині 15 см до 200 кПа, трактор Challenger без навантаження на тій же глибині створює стрес до 170 кПа, а при навантаженні ґрунтовим знаряддям стрес збільшується до 190 кПа. Колісний трактор John Deere 9330 з встановленими шинами 650/65 R38 при тиску в шинах 1.2 bar створює ґрунтовий стрес на глибині 15 см до 340 кПа, а при зменшенні тиску в шинах до 0.6 bar стрес становить лише 150 кПа.

Тому питання вибору трактора чи комбайна для будь-якого господарства залишається актуальним. Перед придбанням трактора рекомендується максимально точно визначити конкретні умови в залежності від професійного напрямку господарства, кліматичної зони та економічної складової, в яких техніка буде працювати протягом тривалого часу.

На ринку сучасної сільськогосподарської техніки у виробника є досить широкий вибір та виникає складне питання вибору типу рушія при придбанні техніки. Одним із важливих критерієм вибору між колісним чи гусеничний рушієм є тягове зусилля, що може створити

трактор. У сучасному аграрному комплексі України гусеничні трактори посідають поки що доволі скромне місце. На ділі такі трактори застосовуються переважно в Агро холдингах чи великих господарствах, де береться до уваги фактор ущільнення ґрунту. Хоча об'єктивно використання гусеничних тракторів не є вирішенням проблеми протидії ущільненню ґрунту і дане питання залишається доволі дискусійним. Перевести ж парк техніки господарства цілковито на гусеничні траки – задоволення не найдешевше і не завжди доцільне з економічної точки зору.

Колісні трактора найбільш розповсюджені, та мають об'єктивні переваги:

- оперативність, швидкість руху може досягати 50 км /год.;
- можливість пересуватися по дорогам загального призначення;
- менші витрати на поточний ремонт.

Основний недоліком є переущільнення ґрунту. Найперспективніший спосіб підвищення переваг колісних рушіїв без значної зміни конструкції трактора – використання здвоєних коліс. Завдяки збільшеній площі контакту шин підвищується сила зчеплення рушіїв із ґрунтом, поліпшуються тягові якості навіть за несприятливих погодних умов та під час виконання ранньовесняних польових робіт, у результаті чого зменшується ґрунтове ущільнення. Додаткові колеса дають змогу знизити тиск у шинах, а відповідно, – і питомий тиск на ґрунт. Багато відомих компаній намагаються вирішити ці проблеми шляхом збільшення кількості осей, шириною шини та технічним рішенням щодо шини.

Гусеничні трактори поділяються на напівгусеничні та гусеничні. До переваг гусеничних рушіїв слід віднести, що сумарна площа гусеничних тракторів у порівнянні з аналогічним показником колісного трактора є більшою у середньому на 40–60%. Відповідно, меншим є тиск на ґрунт багатотонної машини і, як результат, знижується показник ущільнення. Порте головними перевагами є здатність заходити раніше в поле на початку сезону та максимально довгий час залишатися в полі в кінці сезону. У поєднанні широкозахватним посівним агрегатом, спроможним проводити посів зернових чи технічних культур у перезволожений ґрунт, трактор із гусеничним або напівгусеничним рушієм здатен виконати більше корисної роботи.

Відповідно, переваги гусеничних машин коротко окреслюються таким чином: зростання продуктивності роботи, зниження ущільнень ґрунту, певна економія пального та можливість працювати на вологому ґрунті.

Втім, є у них і серйозні недоліки, які витікають із конструктивних особливостей усіх видів сільськогосподарської

техніки на гусеничному ході.

Перший – це висока вартість гусеничних траків, яка помітно перевищує аналогічний показник придбання якісних гумових коліс. За різними даними різниця в вартості складає 10–20 %. Додаймо до цього ще й той фактор, що гумові гусениці внаслідок тих чи інших причин можуть бути схильними до швидкого зношування, а отже, і до незапланованих витрат. Другий – неможливість швидко виконувати переїзди поміж полями, розташованими далі, ніж декілька кілометрів, власним ходом. Це також стосується швидкого зношування гусеничних траків, а тому такий трактор слід використовувати в господарстві з великою площею земель де немає великих переїздів поміж полями, або ж тримати спеціальний транспорт для перевезення. Третій незначний недолік це незадовільна маневреність окремих моделей гусеничних тракторів, яка створює проблеми під час агрегатування. На розворотах машина може нагортати цілі гребені, що зведуть нанівець усю виконану роботу на краях поля. Ця проблема в принципі вирішується переходом тракторів з двома траками на чотири тракові.

Аналіз тракторного парку показує, що середній трактор, який використовується в сільському господарстві при вазі трактора 5–6 тон, тисне на ґрунт в межах 3–5 т/м², в залежності від типу шин та структури ґрунту.

При збільшенні кількості коліс на осях трактора, тиск на ґрунт зменшується, але при цьому збільшуються габарити трактора, що ускладнює пересування по дорогам. Збільшення кількості осей до 3 чи 4 дає такий самих ефект зниження тиску на ґрунт при збереженні ширини трактора.

Використання різних моделей шин також зменшує тиск на ґрунт, так наприклад колісні трактори, обладнані радіальними шинами, забезпечують менший (на 20–25%) [1], в порівнянні з діагональними, тиск на ґрунт і мають вищу прохідність під час роботи на м'яких ґрунтах, але мають м'яку бічну поверхню шини, що є недоліком. А зниження тиску повітря від 0,18 до 0,08 мПа в шинах 16,9R30 засвідчило, максимальний тиск на ґрунт знижується на 33% [1]. У зв'язку з тим, що нормальні навантаження на колеса трактора змінюються в широких межах, а трактори працюють на ґрунтах із різною структурою та різних кліматичних зонах, рівень тиску повітря в шинах рекомендується заводом–виробником із деяким запасом, що унеможливорює перевищення деформацій понад допустимі межі.

Відома компанія Goodyear пропонують на вибір широкі шини з низьким тиском на ґрунт. Так при ширині шини 1000 мм площа опору шини становить 4980 см², а при ширині шини 1400 мм площа опору становить 7260 см².

Модернізація та покращення якості сільськогосподарських шин призводить до появи цікавих рішень, що поєднують переваги гусеничних та колісних тракторів.

Чеська компанія Mitas [10,11] та ізраїльська Galileowhell розробили різні моделі шин, які поєднують в собі основні переваги гусеничного та колісного рушія.

Цікавим рішенням є розробка двокамерної шини Mitas AirCell, що дозволяє регулювати тиск в шинах в залежності від виду робіт чи режиму руху трактора (рис. 1). Повітряна камера розташована на ободі всередині шини і займає близько 30% загального обсягу шини. Компанія стверджує, що повітряна камера не стикається з самою шиною, і тому не створює додаткового тертя або нагрівання.

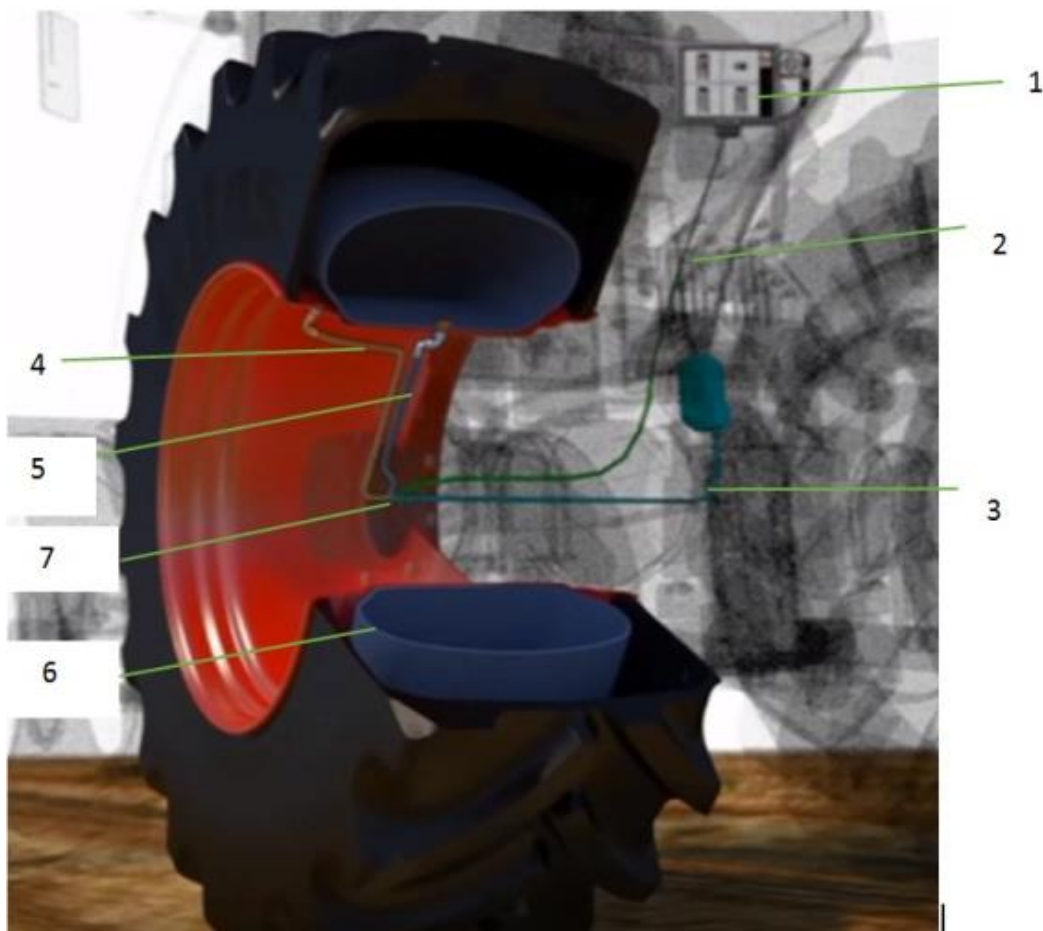


Рис. 1. Загальна конструкція сучасної агротехнологічної шини MitasAirCell

1 – панель управління оператором; 2 – кабель; 3 – лінія підкачки коліс з компресором; 4 – лінія підкачки в зовнішню шину; 5 – лінія підкачки у внутрішню камеру; 6 – внутрішня камера; 7 – чотирьохходовий кран з клапаном випуску повітря.

Принцип роботи та керування: оператор із кабіни трактора на панелі управління 1 вибирає необхідний тиск в шинах в залежності від:

- структури ґрунту: легкий, середній та важкий ґрунт;
 - вологості ґрунту: низька вологість, середня та висока вологість;
 - розміру шин;
 - наявності та вага баласту;
- операції обробітку: культивація, оранка, глибоке рихлення.

В залежності від встановлених даних сигнал передається через кабель 2 до чотириходового крана 7, далі при необхідності через лінію підкачки 3 повітря нагнітається по лініям підкачки 4 та 5 в зовнішню шину чи у внутрішню камеру. При необхідності зменшення тиску повітря стравлюється через клапан. Тиск в шинах може варіюватися в межах від 0,8 атм при роботі в полі до 2 атм на дорозі. За рахунок наявності незалежних компресорів на кожному колесі час накачки коліс становить 30 –35 сек [12]. В аналогічних системах підкачки з одним компресором в системі час підкачки становить в межах 10 хв, що різко збільшує час простою транспортного засобу.

Такий метод регулювання тиску в шинах дозволяє створювати більшу площу по поверхні шини на ґрунт та збільшити тягове зусилля трактора.

Іншим цікавим рішенням є розробка безповітряної шини Ω (омега) – подібного дизайну Pneutrac (рис. 2). Шина ребристого профілю всередині, що дозволяє збільшити площу опору шини на 53% в порівнянні із стандартною такого ж розміру [10]. Забезпечує кращу ефективність тягового зчеплення з меншим просіданням, що призводить до зниження експлуатаційних витрат в порівнянні з стандартними шинами. Забезпечує стабільну їзду, забезпечуючи тим самим комфорт та безпеку, без необхідності регулювати тиск в шинах.

Використання рушія Pneutrac дає можливість зменшити вагу на 20 % тим самим зменшивши тиск на ґрунт. При цьому також зменшується і ширина трактора в порівнянні із звичайним гусеничним. Також приводяться дані про зменшення ущільнення ґрунту на 20 %, за рахунок кращого розподілення ваги трактора. Краще зчеплення рушіїв Pneutrac з ґрунтом збільшує тягове зусилля на 6 %.

Висновки. Проведений огляд ходових систем сільськогосподарської техніки та транспортних засобів вказує на необхідність детального вивчення їх режимів роботи та вплив на показники родючого шару ґрунту.

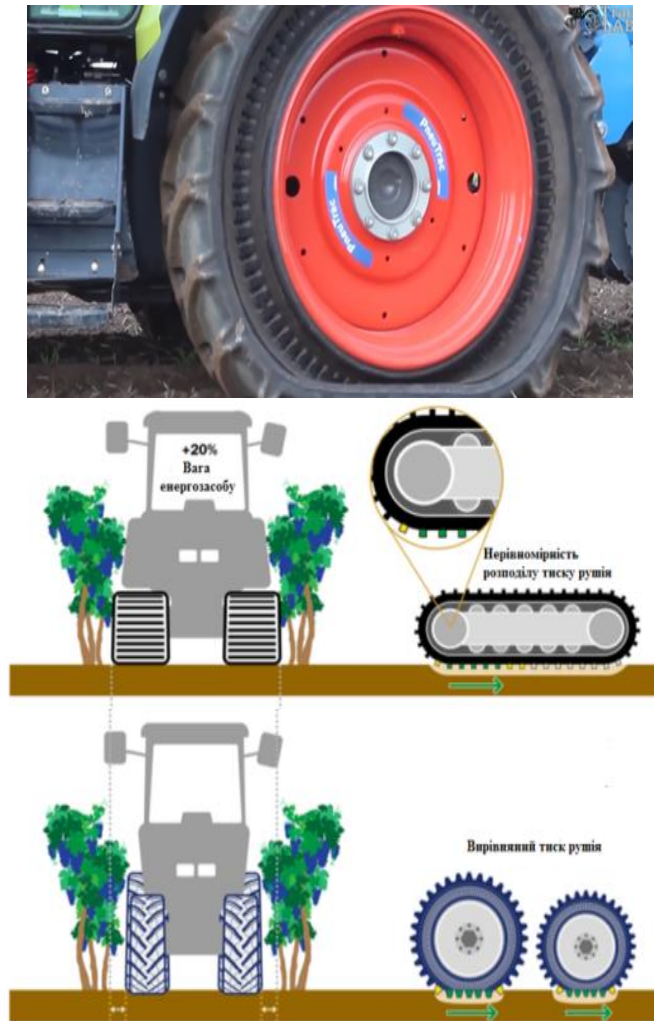


Рис. 2. Загальний вигляд та розподіл навантаження при використанні безкамерної шини Pneutral

Виконаний аналіз гусеничних та колісних рушіїв на основі впливу на ґрунт, на даний час умовно можна скласти таку класифікацію рушіїв:

- ущільнення ґрунту тракторами з двома колесами на осі, приведена маса може сягати від 8 до 10 т/м²;
- трактора з спареними колесами на осі, приведена маса може сягати від 6 до 7 т/м².
- трактора із можливістю регулювати тиск в шинах, приведена маса може сягати від 5 до 6 т/м².
- гусеничні трактора, приведена маса може сягати від 4 до 5 т/м².

Сучасні світові виробники виконують пошук ефективних конструкторських рішень, для підвищення ефективності рушіїв та зниженню їх впливу ґрунт.

Література:

1. Makharoblidze, R.M., Lagvilava, I. M., Basilashvili, B. B., & Khazhomia, R. M. (2017). Theory of turn bodies of mountain tandem wheeled self-propelled chassis. *Annals of Agrarian Science*, 15 (3), 339–343. doi:org/10.1016/j.aasci.2017.05.026.
2. Usowicz, B., & Lipiec, J. (2017). Spatial variability of soil properties and cereal yield in a cultivated field on sandy soil. *Soil and Tillage Research*, 174, 241–250. doi:org/10.1016/j.still.2017.07.015.
3. Chamen, W. C. T., Moxey, A. P., Towers, W., Balana, B., & Hallett, P. D. (2015). Mitigating arable soil compaction: A review and analysis of available cost and benefit data. *Soil & Tillage Research*, 146 (Part A.), 10–25. doi: 10.1016/j.still.2014.09.011.
4. Ткаченко Д. Експлуатація техніки з колісними рушійми / Д. Ткаченко // Пропозиція. – 2013. – № 8. – С. 130–133.
5. Lamandé, M., Greve, M. H., & Schjønning, P. (2018). Risk assessment of soil compaction in Europe – Rubber tracks or wheels on machinery. *CATENA*, 167, 353–362. doi:org/10.1016/j.catena.2018.05.015.
6. Tim Chamen, T. CTF Europe. What does it cost? Can it be cured? Soil Compaction. Retrieved from <https://www.nlr.no/.../Soil%20Compaction-cost-cure%20Tim..>
7. Stoessel, F., Sonderegger, T., Bayer, P., & Hellweg, S. (2018). Assessing the environmental impacts of soil compaction in Life Cycle Assessment. *Science of The Total Environment*, 630, 913–921. doi: 10.1016/j.scitotenv.2018.02.222.
8. Chyba, J., Kroulík, M., Křištof, K., Misiewicz, P. A., & Chaney, K. (2014). Influence of soil compaction by farm machinery and livestock on water infiltration rate on grassland. *Agronomy Research*, 12 (1), 59–64.
9. Meredith, A. (2017). Trial shows how to slash the cost of soil compaction. *Farmers weekly*, 1.
10. Soil stresses under tracks and tyres – measurements and model development. Retrieved from <http://www.geyseco.es/geystiona/adjs/.../304/C06210001.pdf>
11. Innovation award for Mitas PneuTrac at EIMA fair. Retrieved from <https://www.mitasag.com/about/press-releases/innovation-award-for-mitas-pneutracs-at-eima-fair>
12. PneuTrac trelleborg a new generation of farm tires. Retrieved from <https://www.google.com.ua/search?q=pneutracs+trelleborg+A+new+generation+of+farm+tires>.
13. Fawcett, T. (2016). Understanding tyres is as important as knowing your tractor. The Weekly Times. Retrieved from <https://www.weeklytimesnow.com.au/machine/crop-gear/understanding-tyres-is-as-important-as-knowing-your-tractor/news-story/>

664d917fb3efcd6927ad07cc37fbf236

**АНАЛИЗ НАПРАВЛЕНИЙ РАЗВИТИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ**

Бешун О.А., Ачкевич В.И. Чуба С.В.

Аннотация – интенсивное ведение сельского хозяйства приводит к увеличению количества мероприятий, связанных с работой машинно–тракторных агрегатов в поле. Во время работы машинно–тракторных агрегатов происходит контактное взаимодействие ходовых систем с почвой. При взаимодействии наблюдается деформирование и уплотнение почвы, что отрицательно влияет на изменение ее структуры. Для уменьшения негативного воздействия на почву необходимо выполнять правильный выбор ходовых систем и их режимов работы в зависимости от соответствующих грунтовых условий и компоновки машинно–тракторных агрегатов. В статье проведен обзор современных ходовых систем машинно–тракторных агрегатов, описаны их преимущества и недостатки. Рассмотрены основные тенденции развития двигателей и проанализирована суть конструктивных направлений развития современных ходовых систем.

**ANALYSIS OF THE DEVELOPMENT SECTORS OF
AGRICULTURAL MACHINERY AGRICULTURAL MACHINERY**

O. Beshun, V. Achkevych, S. Chuba

Summary

Intensive farming leads to an increase in the number of activities associated with the operation of machine tractor units in the field. During the work of machine–tractor units there is a contact interaction between the propeller and the ground. In the interaction there is deformation and consolidation of the soil, which adversely affects the change in its structure. In order to reduce the negative impact on the soil, it is necessary to perform the correct choice of running systems and their operating modes, depending on the soil conditions and the layout of the machine–tractor aggregates. In the article an overview of modern engines of machine–tractor aggregates was conducted, their advantages and disadvantages were described. The main tendencies of engines development are considered and the essence of the constructive directions of development of modern running systems is analyzed.

УДК 636.2.085.3.53

ТЕХНОЛОГІЧНІ ТА ТЕХНІЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ПРИГОТУВАННЯ ЯКІСНОЇ КОРМОСУМІШІ ДЛЯ ВРХ

Хмельовський В. С., к.т.н.,

Потапова С. Є., к.т.н.

*Національний університет біоресурсів і природокористування
України*

(044)527–82–42

Анотація – В даній цій статті авторами сформульовані вимоги до процесу створення якісної повнораціонної кормової суміші для великої рогатої худоби. Якість кормів, зумовлена вмістом в них енергії, співвідношенням поживних речовин і дієтичними властивостями, залежить від виконання технологічних вимог на всіх етапах їх виробничого циклу і є основою підвищення продуктивності тварин. Аналіз способів підготовки кормів до згодовування свідчить, що найбільш ефективним є використання кормових компонентів у вигляді кормової суміші, з однорідністю змішування не менше 85 %. Ступінь подрібнення грубих кормів в складі повнораціонної суміші істотно впливає на показники продуктивності дійного стада і має становити 4–6 см.

Ключові слова – якість кормів, кормова суміш, продуктивність тварин, ступінь подрібнення, однорідність змішування, кормоприготувальний агрегат.

Постановка проблеми. Відновлення галузі тваринництва, яка є основою продовольчої безпеки країни, передбачає залучення значних капіталовкладень, чіткого планування на всіх етапах проектування і виробництва, впровадження інноваційних технологій та розведення високопродуктивних порід тварин, зокрема великої рогатої худоби. Такі заходи дозволять не тільки відновити виробництво молока та м'яса але водночас інтенсифікувати його.

При інтенсифікації виробництва тваринницької продукції зростає значення якості кормів, під яким розуміється сукупність властивостей, які задовольняють потреби сільськогосподарських тварин. Якість кормів, зумовлена вмістом в них енергії,

співвідношенням поживних речовин і дієтичними властивостями, залежить від виконання технологічних вимог на всіх етапах їх виробничого циклу і є основою підвищення продуктивності тварин. У зв'язку з цим виникає необхідність розглянути питання технологічного та технічного забезпечення якості приготування кормів в умовах ферм.

Енергетична поживність кормів характеризується наявністю основних поживних речовин – сирого протеїну, жиру і вуглеводів в 1 кг сухої речовини корму. Це валова енергія корму, отримана безпосередньо за рахунок фотосинтезу. Присутність її визначається перетравністю в організмі тварин.

Коефіцієнт корисної дії валової енергії корму на утворення продукції становить 20...25%, проте високопродуктивні тварини використовують енергію корму більш ефективно. Так, корова з надоем 5000 кг молока використовує енергію корму на 28...30%, з надоем 3000 кг – на 20...22%, а з надоем 2500 кг – тільки на 15...18% [1].

Аналіз останніх досліджень. Для отримання високої продуктивності тварин необхідно забезпечити достатній рівень обмінної енергії раціону, який досягається його збалансуванням шляхом введення енергетично насичених кормів. Основними кормами, що забезпечують високу енергетичну цінність раціону, є зернові корми, в тому числі і комбікорм, до складу якого вводять горох, сою і ін.

Найбільше впливає на продуктивність тварин вміст в кормосуміші протеїну, рівень якого для великої рогатої худоби складає 95...110 г на 1 корм. од. [4]. Нестача, а також надлишок протеїну в раціоні призводить до порушення обміну речовин і зниження продуктивності. Основними джерелом протеїну є зернові бобові культури, а також зелена маса бобових трав, сіно, сінаж.

Зерно злакових культур не може бути використане як джерело білка, оскільки містить незначну його кількість, і він не збалансований основними амінокислотами. Крім того, що співвідношення білка до вуглеводів та інших безазотистих речовин, які містяться в злакових зернових, не оптимальне. Наприклад, лізину в них всього 40...50% від фізіологічної потреби тварин. Тому і коефіцієнт їх використання теж не перевищує 40...50%.

Наявність в раціоні потрібної кількості легкозасвоюваних вуглеводів має велике значення для підвищення молочної продуктивності корів, та дає можливість забезпечити до 70% [2] необхідної потреби в енергії.

Для кращого використання кормів та нормального протікання обмінних процесів в раціонах корів цукрово-білкове співвідношення має становити 0,8...1,2 до 1,0, тобто в середньому на 100 г перетравного протеїну має припадати 100 г цукрів [3].

Постачальником цукру в раціонах корів є коренеплоди. Проте введення цих кормів у кормосуміш понад норму викликає у тварин порушення цукрово–протеїнового співвідношення. Нормоване введення коренеплодів у раціон корів сприяє підвищенню молочної продуктивності на 6,5...21,4%, забезпечує покращення перетравності та засвоюваності поживних речовин, що містяться у кормах, та поліпшення відтворювальної здатності [4].

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Обґрунтувати технологічні та технічні передумови забезпечення великої рогатої худоби якісними повнораціонними кормовими сумішами.

Основна частина. Для раціонального використання кормової сировини велике значення мають мінеральні добавки. Кормові сумішки доцільно балансувати за допомогою преміксів та білково–вітамінно–мінеральних добавок. Відповідно до сучасних норм рекомендується балансувати раціони великої рогатої худоби за найважливішими макро– (Na, Ca, P, Cl, Mg, K, S) та мікроелементами (Fe, Cu, Zn, Co, Mo, I₂). Важливою мінеральною добавкою для молочних корів є харчова сіль, при відсутності якої тварини втрачають апетит, знижуються їх продуктивність. Додавання до раціону великої рогатої худоби харчової солі в кількості 4...5% від сухої речовини стимулює надходження протеїну в дванадцятипалу кишку на 20% більше в порівнянні з раціоном, який не містить кухонної солі.

В цілому, при приготуванні повнораціонних кормових сумішей доцільно використовувати комплексні макромінеральні добавки, виготовлені з урахуванням дефіциту тих чи інших елементів в кормах, наявних у господарстві.

Значний вплив на засвоюваність енергії корму має співвідношення поживних речовин в раціоні. Їх вміст в кормах має бути збалансованим тому, що при порушенні пропорції поживних речовин організмом тварин не засвоюється складові, що знаходяться у відносному надлишку і могли б бути використані, якби співвідношення витримувалося. Дисбаланс призводить до втрат поживних речовин, і вони йдуть через організм тварин «транзитом» [4]. Тобто, крім вмісту в кормовій суміші основних поживних речовин, важливим є кількісне співвідношення між окремими поживними речовинами, вмістом структурних з'єднань, а також мікроелементами. Часто високопоживні корми перетворюються в організмі тварин в непридатні та навіть шкідливі для нього [4].

Дотримання принципу збалансованості раціону за основними елементами дозволяє підвищити віддачу від кормів на 10...50%. При нестачі одного з елементів рівень використання всіх інших поживних

речовин знижується. У складі суміші корми доповнюють один одного за відсутніми елементами, при цьому підвищується їх перетравність та повнота використання, що дає змогу підвищити ефективність використання кожного з компонентів на 15...20% [4].

Результати численних досліджень [5] показали, що підвищення ефективності використання кормів та продуктивності тварин в найбільшій мірі досягається приготуванням повнораціонних сумішей, збалансованих за всіма поживними речовинами, макро– та мікроелементів згідно науково обґрунтованих норм годівлі. Застосування кормосумішей забезпечує підвищення продуктивності великої рогатої худоби на 9...16% та зниження витрат кормів на одиницю продукції на 10...12% [2]. Необхідно відмітити, що використання кормосумішей різко підвищує вимоги до якості компонентів раціону та збалансованості сумішей за поживними речовинами. Важливою перевагою при цьому є можливість широкого застосування стандартизованого годування на основі деталізованих норм з використанням оптимізації раціонів [4].

Підготовка до згодовування надає кормам необхідних харчових властивостей та складається з декількох послідовних етапів. Перш за все очищення – відділення некормових домішок, наприклад, землі та піску від коренебульбоплодів, інактивація антипоживних речовин в бобових, зокрема, в сої, а далі надання нової фізичної форми, та підвищення смакових якостей шляхом змішування з більш цінними кормами та кормовими добавками. В сукупності ці операції сприяють засвоєнню організмом тварини поживних речовин, що містяться в кормах.

Відділення домішок від коренеплодів усуває ймовірність нанесення шкоди здоров'ю корів. Це зумовлено тим, що частинки землі, які можуть потрапити в шлунок тварин, викликають розлад шлунково–кишкових органів, можуть призвести до їх захворювання та, як наслідок, призведуть до зниження надою та жирності молока [4].

Інактивація антипоживних речовин в сої, нейтралізує дію ферменту трипсину, який виробляється підшлунковою залозою та сприяє перетравленню кормових білків.

При підготовці кормів до згодовування основним технологічним прийомом для надання нової фізичної форми є подрібнення, яке істотно впливає на продуктивність тварин. При переході від згодовування цілого зерна кукурудзи на подрібнене до середньої крупності (1,0–1,8 мм) відзначається тенденція до підвищення перетравності сухої речовини, сирого протеїну та безазотистих екстрактивних речовин організмом корів [2].

З якістю кормів пов'язане також ефективне використання зерна

на кормові цілі. Відомо, що при одному рівні продуктивності худоби заміна в раціонах неякісних грубих та соковитих кормів повноцінними дозволяє, як мінімум, удвічі скоротити витрати зернофуражу на виробництво одиниці продукції.

Значною мірою саме через низьку якість стеблових кормів та незбалансованість раціонів на одиницю тваринницької продукції витрачається приблизно в 1,5...2,0 рази більше кормів, ніж необхідно [1].

Таким чином, якість кормів, зумовлена вмістом в них енергії, співвідношенням поживних речовин та дієтичними властивостями, залежить від виконання технологічних вимог на всіх етапах їх виробничого циклу та є основою підвищення продуктивності тварин. У зв'язку з цим, доцільно розглядати питання технологічного забезпечення якості приготування кормів в умовах ферм. Для високопродуктивних корів фізична форма кормового раціону не менш важливий чинник, ніж його поживність за широким комплексом показників. Досвід роботи з високопродуктивними коровами показав, що першим лімітуючим фактором харчування таких тварин є добове споживання сухої речовини і тільки потім факторами високої продуктивності починають виступати рівень енергії, білка, вуглеводів, амінокислот, мінеральних речовин та інших елементів [1].

Дійна корова обмежена в споживанні сухої речовини межами 22–26 кг на голову на добу в залежності від власної живої маси. При цьому на рівень споживання сухої речовини впливають швидкість перетравлення добового раціону в організмі корови і швидкість споживання корму. Швидкість перетравлення корму залежить від наступних параметрів: концентрації обмінної енергії в сухій речовині (з підвищенням концентрації швидкість перетравлення зростає); якості і співвідношення окремих фракцій протеїну; співвідношення фракцій клітковини в складі вуглеводної частини; рівня крохмалю і співвідношення його фракцій; вологості отриманої кормової суміші; співвідношення окремих часток в складі суміші за розміром.

На швидкість споживання корму впливають: смакові якості змішаного раціону; вологість суміші; співвідношення окремих частинок в складі суміші за розміром – гранулометричному складу. Таким чином, вологість кормосуміші та її гранулометричний склад впливають одночасно на обидва фактори, що регулюють споживання сухої речовини: на швидкість споживання корму і швидкість перетравлення його в шлунково–кишковому тракті. Це дозволяє стверджувати, що фізичній формі кормосуміші належить істотна роль у забезпеченні високопродуктивних корів повноцінним харчуванням. При цьому фактор споживання корму – єдиний, який може привести в відповідність розрахунковий раціон до фактично спожитого. Це

означає, що фізична форма раціону є фактичною реалізацією всього процесу годування і саме вона визначає ефективність роботи всієї системи годування в цілому. Тільки оптимально структурована суміш зможе створити умови для активного живлення корисної мікрофлори, і, як наслідок, сприятиме істотному зростанню швидкості переробки об'ємистих кормів. Згодовування кормів у вигляді суміші посилює слиновиділення. Як наслідок, відбувається зниження кислотності рубцевого вмісту, що запобігає виникненню ацидозу та позитивно позначається на життєдіяльності популяції целюлозолітичної мікрофлори рубця [3].

Для того, щоб унеможливити поїдання твариною окремих кормових компонентів, рівномірність змішування кормосуміші має бути не менше 85 %. Домогтися оптимальних показників вологості і контрольованого гранулометричного складу раціону можна тільки за умови наявності відповідних технологічних можливостей, а саме: забезпечення легкого регулювання процесів подрібнення окремих видів кормів до відповідного розміру часток, оптимального їх змішування в однорідну масу, вільного регулювання вологості суміші за допомогою оптимального введення рідких компонентів.

Це означає, що за допомогою корекції гранулометричного складу суміші можливо: впливати на швидкість процесів травлення у корови; створити оптимальні умови для роботи передшлунків; забезпечити підвищене надходження летючих жирних кислот в кров, що позитивно позначається на енергетичному балансі в організмі; забезпечити максимальну швидкість і обсяг споживання тваринами добового раціону; створити умови для протидії виникненню і розвитку продукційних порушень у корів у вигляді кетозу і ацидозів. Експериментальні дані свідчать, що ступінь подрібнення об'ємистих кормів в складі повнораціонної суміші істотно корелює з показниками продуктивності дійного стада (рис. 1).

З представлених діаграм видно, що існує оптимальне значення розміру часток грубого корму, при якому зростає загальне споживання сухих речовин, швидкість їх споживання, а добові залишки корму на кормовому столі знижуються до мінімуму.

Використання часток грубого корму розміром в межах 4–6 см поряд зі зростанням швидкості споживання до 1,33 кг на добу і збільшенням обсягу споживання до 4,1 кг сухої речовини на 100 кг живої маси дало можливість отримати найбільший надій (рис. 1 г) при стандартних показниках вмісту жиру і білку. Дрібні частинки (менше 2 см), так само як і їх неоднорідний розмірний діапазон (в межах від 2 до 10 см), призводять до зниження відсотку жиру в молоці (рис. 2).

Розміри часток подрібненої соломи при проведенні експерименту знаходилися в межах: **1** – 2–3 см; **2** – 4–6 см; **3** – 8–10

см; 4 – 2–10 см.

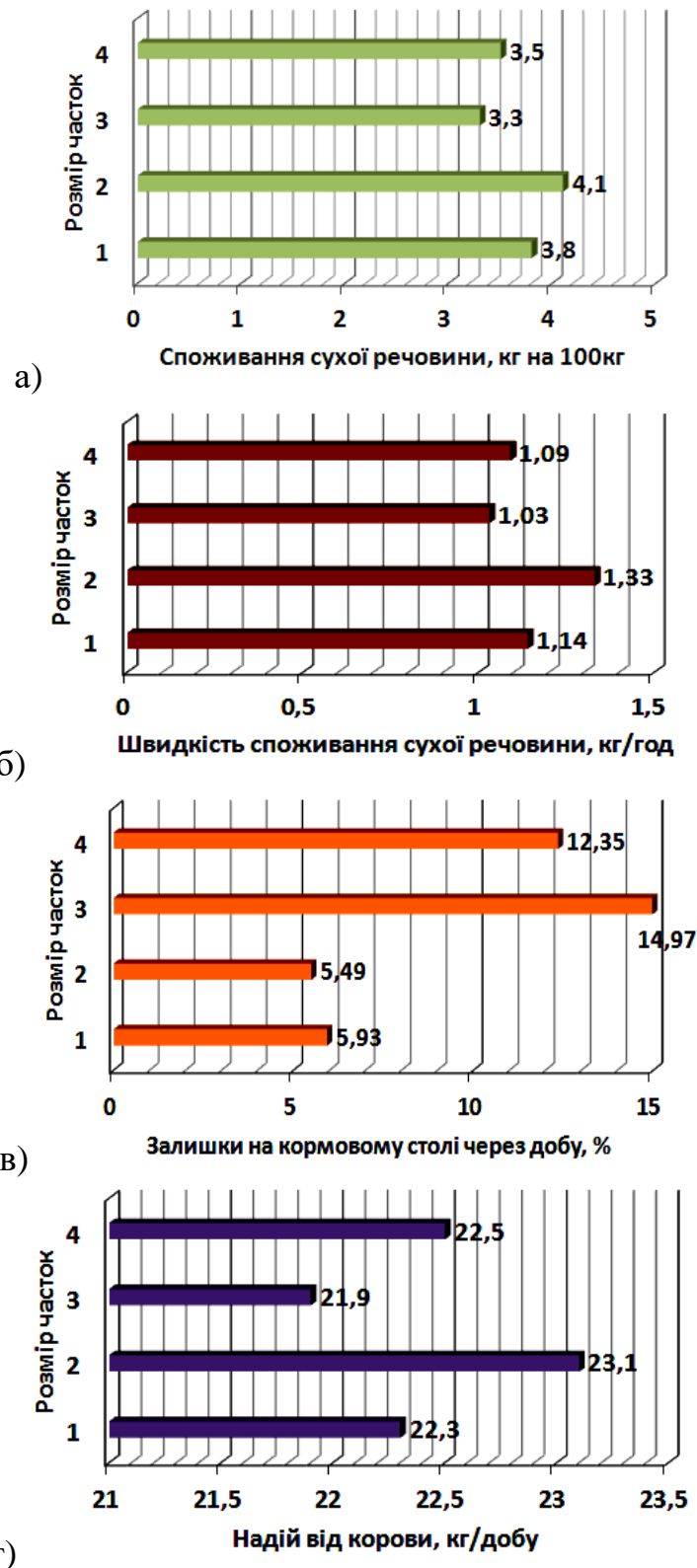


Рис. 1. Вплив розміру часток грубих кормів на споживання сухої речовини, кг 100 кг живої ваги (а); на швидкість споживання сухої речовини, кг/год (б); на кількість залишків на кормовому столі через добу, % (в); на надій від корови, кг/добу (г)

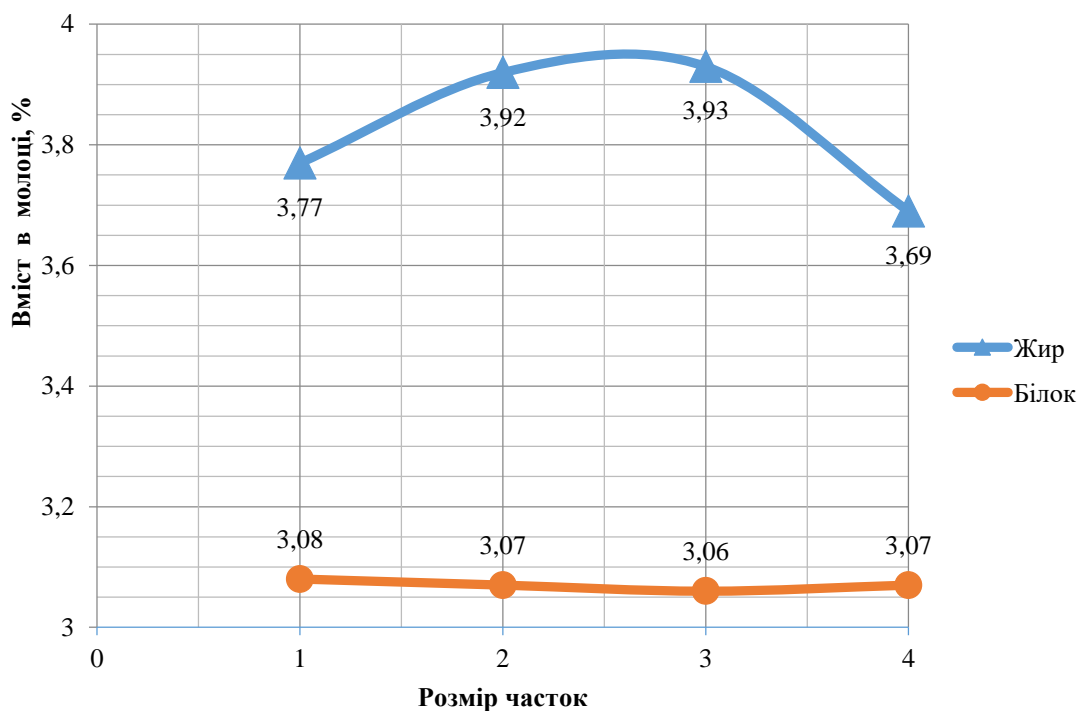


Рис. 2. Вплив розміру часток грубих кормів на вміст жиру та білку в молоці

Існує думка, що максимальний розмір часток грубих кормів повинен бути таким, щоб корова не мала можливості його сортувати. Це буде забезпечуватися в тому випадку, якщо найбільші фракції корму будуть за розміром не більше $1/3$ ширини ротової порожнини корови, тобто, до 4–6 см. При занадто дрібних розмірах частинок корму у корови знижується мотивація до жування, що в свою чергу знижує активність слинних залоз і зменшення кількості слини. Так як до складу слини входять речовини, які забезпечують оптимальне значення рН в рубці, то низька жувальна активність, як правило, призводить до підвищення кислотності в рубці, зниження бактеріальної активності і продуктивності, а згодом і до ацидозу.

Отже, максимальний розмір частинок не повинен перевищувати 4–6 см, а вміст дрібних частинок має бути мінімальним. Переважання частинок розміром 3 мм і менше призводить до зменшення жувальної активності (часу, витраченого на жування), зниження рН в рубці та негативно впливає на якість молока.

Для забезпечення заданого розміру часток грубих кормів в процесі кормоприготування можливе при виконання таких умов. По-перше, при заготівлі грубих кормів необхідно використовувати прес-підбирачі з можливістю подрібнення кормової сировини перед пресуванням. Для приготування кормової суміші доцільно використовувати кормоприготувальні агрегати з вертикальним шнеково-ножовим робочим органом. Комбінація цих технічних

засобів дасть можливість отримати повнораціонну кормову суміш необхідного гранулометричного складу при заданій якості змішування при менших енергозатратах на виконання процесу. Важливим фактором при приготуванні однорідної кормосуміші є черговість подачі кормів. Враховуючи фізико-механічні характеристики кормових компонентів та технологічні особливості приготування кормової суміші, в порційні кормоприготувальні машини першими повинні подаватись грубі корми або коренеплоди. Концентрати подаються в останню чергу.

Висновки. При заготівлі кормів доцільно використовувати прес-підбирачі з можливістю подрібнення грубих кормів до величини 4–6 см. Аналіз способів згодовування кормових компонентів великій рогатій худобі доводить, що найбільш ефективним є утворення з усіх компонентів раціону кормової суміші, з однорідністю змішування не менше 85 %. Виробництво на базі кормоприготувальних агрегатів з вертикальним шнеково-ножовим робочим органом повнораціонних кормосумішей і їх використання при годівлі великої рогатої худоби сприяє підвищенню конверсії поживних речовин, зниження витрат праці та енергомісткості процесу в порівнянні з роздільним роздаванням кормів мобільними агрегатами.

Література:

1. Александров С. Н. Теория и практика прибыльного производства молока / С. Н. Александров, Л. И. Подобед, Т. И. Косова. – К.: Полиграфинко, 2011. – 275 с.
2. Василевский Н. В. Влияние способа скармливания рациона на видимую переваримость питательных веществ у коров / Н. В. Василевский, В. В. Цюпка, И. А. Елецкая // Науковий вісник ЛНАУ.– Луганск, 2010. – № 12. – С. 237–240.
3. Єлецька Т. О. Вплив способу згодовування раціону на перетравність поживних речовин у складному шлунку жуйних [Електронний ресурс] / Т. О. Єлецька, М. В. Василевський, Л. Є. Берестова // Наукові доповіді НУБіП України. – 2012. – № 7 (36). – Режим доступу: http://www.nbu.gov.ua/e-journals/Nd/2012_7/12eto.pdf.
4. Подобед Л. И. Вопросы содержания, кормления и доения коров в условиях интенсивной технологии производства молока / Л. И. Подобед. – Одесса: Печатный дом, 2007. – 416 с.
5. Ревенко І. І. Шляхи удосконалення агрегатів для приготування і роздавання кормів рогатій худобі / І. І. Ревенко, В. С. Хмельовський, Д. Ю. Белік // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – Харків, 2010. – Вип. 95.– С. 250–258.

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ ПРИГОТОВЛЕНИЯ КАЧЕСТВЕННОЙ КОРМОСМЕСИ ДЛЯ КРС

Хмелёвский В. С., Потапова С. Е.

Аннотация – в этой статье авторами сформулированы требования к процессу создания качественной полнорационной кормовой смеси для крупного рогатого скота. Качество кормов обусловлено содержанием в них энергии, соотношением питательных веществ и диетическими свойствами, зависит от выполнения технологических требований на всех этапах производственного цикла и является основой повышения продуктивности животных. Анализ способов подготовки кормов к скармливанию свидетельствует, что наиболее эффективным является использование кормовых компонентов в виде кормовой смеси, с однородностью смешивания не менее 85%. Степень измельчения грубых кормов в составе полнорационной смеси существенно влияет на показатели производительности дойного стада и должна составлять 4–6 см.

TECHNOLOGICAL AND TECHNICAL PRECONDITIONS FOR PREPARATION OF QUALITATIVE FEED FOR REDDINGN

V. Khmelovskiy, S. Potapova

Summary

In this article, the authors formulate requirements for the creation of a qualitative full-ration feed mixture for cattle. The quality of feed, due to the content of energy in them, the ratio of nutrients and dietary properties, depends on the implementation of technological requirements at all stages of their production cycle and is the basis for improving the productivity of animals. Analysis of the methods of preparation of feed for feeding purposes shows that the most effective is the use of feed components in the form of a forage mix with homogeneity of mixing not less than 85%. The degree of grinding of roughage as part of a full range mix significantly affects the performance of the herd and should be 4–6 cm.

УДК 621.43

АНАЛИЗ РЯДА РЕКОМЕНДАЦИЙ О РАСЧЁТЕ РАСХОДА РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ ПОДШИПНИКАМИ СКОЛЬЖЕНИЯ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Стефановский А.Б., к.т.н.

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел. (0619) 42–04–42

Аннотация – в статье проанализирован ряд известных зависимостей, позволяющих определить объёмный расход рабочей жидкости (моторного масла) через подшипники скольжения автотракторных двигателей внутреннего сгорания. Рассмотренные зависимости разделены на группы, сходные по математическому виду: одночленные мультипликативные и двучленные. Последние, в свою очередь, разделены на две подгруппы, отличающиеся по характеру вхождения частоты вращения вала. Внутри этих подгрупп имеется ряд весьма сходных формул, но они могут давать несовпадающие результаты, вследствие неодинаковости рекомендуемых авторами числовых величин одноимённых параметров. Ввиду вхождения большого количества факторов в рассмотренные зависимости, для сопоставления результатов расчёта расхода масла по ним требуется проведение трудоёмкого «вычислительного эксперимента».

Ключевые слова – расход, масло, подшипник скольжения, двигатель, зависимость.

Постановка проблемы. В конструкциях автотракторных ДВС, а также других механизмов, часто применяются подшипники скольжения (ПС) благодаря относительной простоте устройства, компактности и способности устойчиво работать при широких изменениях нагрузки и частоты вращения. Эти ПС служат основными потребителями рабочей жидкости – моторного масла, поступающего от масляного насоса под избыточным давлением после очистки от примесей.

Расчётом параметров ПС предусматривается определение объёмного расхода рабочей жидкости (далее – масла) Q_M . От него

зависит как «эффективная» (средняя) температура масла в зазоре ПС $T_{м,эф}$, так и температура поверхностей деталей, ограждающих этот зазор – шейки вала и вкладыша.

Излагаемые разными авторами методики расчёта ПС, включая определение Q_m , основаны на теории жидкостной смазки (ТЖС) или гидродинамического трения, созданной в конце XIX века Н.П. Петровым, О. Рейнольдсом и развитой затем другими учёными [1]. Однако это не исключает различий, в частности, в опубликованных формулах для расчёта объёмного расхода масла, дающих несопадающие результаты даже для одинаковых условий работы ПС. Читателю неспециалисту в данной области сложно установить, какой из предлагаемых разными авторами подходов более правильный.

Анализ последних исследований. Давление масла, поступающего в ПС, по данным [2] может находиться в пределах 0,25...1,6 МПа при нормальной нагрузке ДВС. Температура масла, поступающего в ПС, не должна превосходить 70...75°C в автомобильных двигателях с искровым зажиганием и 75...88°C в дизелях. Температура же вкладышей и масла, вытекающего из зазора ПС, не должна превышать 100°C [3]. В авиационных ДВС допускалось повышение температуры выходящего масла даже до 125°C во время взлёта самолёта [4]. Поэтому правомерно ограничить температуру масла, вытекающего из ПС, величиной примерно 120°C = 393 К [5].

Первоначальными вариантами ТЖС учитывалось влияние «эффективной» температуры масла (усреднённой по объёму зазора ПС) на его динамическую вязкость η_m , но не учитывалось влияние на этот показатель давления масла p_m . Последнее было оправдано как необходимостью упрощения теории, так и более слабым влиянием давления, чем температуры, на η_m . Форсирование ДВС часто сопровождается повышением нагрузок в кривошипно–шатунном механизме (КШМ), в том числе нагрузок на ПС, вследствие чего даже при повышенной температуре масла снижение его вязкости в зазоре ПС несколько сдерживается благодаря повышенному местному давлению.

Разными авторами, как изложено ниже, предлагались различные формулы для определения величины объёмного расхода масла через ПС. Эти формулы полностью не совпадают как по структуре, так и по характеру учёта основных факторов, в том числе давления масла, поступающего в ПС. Для большего удобства сопоставления различных формул, определяющих Q_m , перейдём от абсолютного расхода к безразмерному κ_m , разделив обе части формулы на $nd^3/60$:

$$\kappa_m = 60Q_m/(nd^3), \quad (1)$$

где n – частота вращения вала, 1/мин; d – диаметр вала, м. В отличие от безразмерного коэффициента q , пояснённого ниже, κ_m определяется

через один основной размер ПС – диаметр вала и аналогичен коэффициенту производительности лопаточной машины [6]. Исходные формулы для Q_m далее пронумерованы с добавлением буквы «а», а производные формулы для безразмерного расхода масла κ_m – с добавлением буквы «б».

Формулирование цели статьи (постановка задания): проанализировать ряд известных расчётных зависимостей, рекомендуемых для определения величины объёмного расхода масла через ПС, выявить у них черты сходства и отличия.

Основная часть. Известен ряд формул для определения Q_m , имеющих вид одночлена – произведения нескольких сомножителей, характеризующих параметры конструкции и показатели режима работы ПС [7 – 10]. Теоретически наиболее обоснована из них зависимость [7], определяющая объёмный расход масла через пропорциональность безразмерному коэффициенту суммарного расхода q масла из торцов ПС:

$$Q_m = 0,5\omega s l d q, \quad (2a)$$

где $\omega = n/9,5493$ – угловая скорость вала, рад/с; s – рабочий диаметральный зазор в ПС; l – рабочая длина ПС; d – диаметр вала; если эти размеры принять в метрах, то объёмный расход получится в кубометрах за секунду. Значения q для нагруженной зоны ПС (обозначается q_1) найдены в ТЖС и табулированы; они зависят от угла охвата вала корпусом ПС ($90...360^\circ$), отношения $l/d = 0,4...1,5$ и относительного эксцентриситета (ОЭ) вала в объёме зазора ПС. Последний параметр обозначается буквами ϵ или χ , находится в пределах $0,2...0,99$ и равен отношению эксцентриситета к радиальному зазору $s/2$. Чтобы не путать ОЭ со степенью сжатия ДВС ϵ , далее ОЭ обозначается ϵ_χ . Для ненагруженной зоны ПС значение q (обозначается q_2) рекомендуется вычислять по формулам, учитывающим способ подвода масла в ПС, также в зависимости от ОЭ вала. Значение q в (2a) равно сумме q_1 и q_2 . Безразмерный аналог формулы (2a) имеет вид

$$\kappa_{m(2)} \approx 3,1416 \cdot (l/d) \psi q, \quad (2б)$$

где $\psi = s/d$ – относительный рабочий диаметральный зазор ПС, находящийся обычно в пределах $(0,5...2) \cdot 10^{-3}$. Рабочий диаметральный зазор, как правило, несколько больше монтажного вследствие различного теплового расширения вала и вкладыша при достижении рабочих температур [7].

Хотя подход, давший формулу (2a), достаточно общий, его недостатком является несовпадение значений безразмерного коэффициента q_1 , приводимых разными авторами для одинаковых значений l/d и ОЭ. Это ведёт к соответствующим, иногда значительным различиям результатов подсчёта объёмного расхода по формуле (2). Так,

при $l/d = 0,5$ и ОЭ $\varepsilon_{\chi} = 0,8$ источниками [2] и [7] рекомендуються значения $q_1 = 0,227$ и $0,330$ соответственно.

П.И. Орлов [8] со ссылкой на Г. Фогельполя рекомендует формулу для вычисления объёмного расхода масла ($\text{см}^3/\text{с}$)

$$Q_m = 0,0033(2,8 - l/d)nsld \sqrt[3]{1 + p_m}, \quad (3a)$$

где размеры s , l , d в сантиметрах; избыточное давление масла p_m в килограммах–сила на 1 см^2 . После замены единиц измерения (частота вращения в оборотах за секунду, размеры ПС – в метрах, давление масла – в мегапаскалях), l на $0,1$ и деления $(0,1 + p_m)$ на переводной коэффициент $0,098 \text{ МПа}$ на $1 \text{ кгс}/\text{см}^2$, коэффициент $0,0033$ заменяется коэффициентом $0,42936 \dots \approx 0,43$. Уникальной, по–видимому, особенностью формулы (3a) служит переход от избыточного давления масла p_m к абсолютному $(0,1 + p_m)$. Это может быть полезно при анализе работы ПС выше уровня моря (например, в авиации или эксплуатации наземных ДВС в горах) или даже на других планетах; тогда вместо $0,1$ под знаком корня должно быть иное значение внешнего давления среды. Безразмерный аналог формулы (3a) имеет вид

$$\kappa_{m(3)} \approx 0,43 \cdot (l/d) (2,8 - l/d) \psi \sqrt[3]{0,1 + p_m}, \quad (3б)$$

где числовой коэффициент имеет размерность $\text{МПа}^{-1/3}$. При отсутствии давления масла $\kappa_{m(3)} > 0$, чем отражена способность ПС к захвату рабочей жидкости, поступающей в зазор даже без помощи насоса (например, за счёт капиллярных сил). Квадратичная функция l/d в (3б) имеет максимум при $(l/d)_{\text{opt}} = 1,4$.

Г. Фогельполь [9] для оценки объёмного расхода масла в ПС ($\text{см}^3/\text{с}$) в предельном случае минимальной нагрузки, первоначально рассмотренном ещё Н.П. Петровым, предложил простейшую формулу

$$Q_{m,I} \approx 0,25 \cdot l s u, \quad (4a)$$

где $u \approx 0,05236 \cdot n d$ – окружная скорость вала, $\text{см}/\text{с}$. Расход в кубометрах за секунду можно получить с помощью (4a), подставив размеры в метрах. Безразмерный аналог формулы (4a) имеет вид

$$\kappa_{m(4)} \approx 0,7854 \cdot (l/d) \psi. \quad (4б)$$

Зависимость (4a) показала значительные отклонения вычисленного объёмного расхода масла от экспериментальных значений, полученных В. Нюккером и другими авторами, цитировавшимися в [9]. (Также из этих опытных данных следует, что влияние давления масла на Q_m не соответствует формуле (3a).)

Учитывая это, Г. Фогельполь [9] предложил определять необходимый для ПС расход масла, ориентируясь на ожидаемое значение коэффициента трения $f_{\text{тр}}$ и допустимое изменение температуры масла $\Delta T_{m(\text{ПС})} = 10 \dots 20 \text{ К}$ при его протекании через зазор ПС:

$$Q_{m,II} = f_{\text{тр}} P_{\text{внеш}} u / ((\rho c)_m \Delta T_{m(\text{ПС})}) > Q_{m,I}, \quad (5a)$$

где $(\rho c)_m \approx 170 \text{ кгс}\cdot\text{м}/(\text{л}\cdot\text{К}) \approx 1,8 \text{ МДж}/(\text{м}^3\cdot\text{К})$ – удельная объёмная теплоёмкость минерального масла, очень слабо зависящая от температуры и давления [3]. Формула (5а) неудобна тем, что коэффициент трения $f_{\text{тр}}$ зависит от вязкостно–температурных свойств масла и параметров конструкции ПС. Безразмерный аналог формулы (5а) имеет вид

$$\begin{aligned} \kappa_{\text{м(5)}} &\approx 3,1416 \cdot f_{\text{тр}} \cdot P_{\text{ПС}} / ((\rho c)_m \Delta T_{\text{м(ПС)}} d^2) = \\ &= 3,1416 \cdot f_{\text{тр}} \cdot k_{\text{ПС}} (1/d) / ((\rho c)_m \Delta T_{\text{м(ПС)}}), \end{aligned} \quad (5б)$$

где $k_{\text{ПС}} = P_{\text{ПС}}/(dl)$ – удельная внешняя нагрузка ПС, Па; $P_{\text{ПС}}$ – внешняя сила (Н), сближающая вал и вкладыш ПС. Если $(\rho c)_m \approx 1,8 \text{ МДж}/(\text{м}^3\cdot\text{К})$, то $k_{\text{ПС}}$ можно подставлять в (5б) в мегапаскалях.

Г.В. Стаховяк и Э.У. Бэчелор [10] привели по данным К.М. Эттлса регрессионную зависимость массового расхода масла (кг/с) через ПС от кинематической вязкости масла ($\text{мм}^2/\text{с}$) при температурах около 38 и 93°C, температуры масла (в градусах Фаренгейта, °F), частоты вращения вала $n/60$ (1/с) и размеров ПС (в метрах). После деления массового расхода на плотность масла $\rho_m \approx 900 \text{ кг}/\text{м}^3$ и подстановки рекомендуемых значений показателей степени при факторах, получим выражение

$$\begin{aligned} Q_{\text{м}} &= 1479/900 \cdot v_{\text{up}}^{0,524} v_{\text{down}}^{-1,07} T_{\text{м(F)}}^{0,276} l^{0,212} d^{1,381} \cdot \\ &\cdot (s/2)^{1,457} (n/60)^{0,821} (1 + \ln W^*)^{1,699}, \end{aligned} \quad (6а)$$

где v_{up} и v_{down} – значения кинематической вязкости масла ($\text{мм}^2/\text{с}$) при температурах соответственно около 38 и 93°C; W^* – неуказанный параметр. После действий с постоянными в (6а) получается числовой коэффициент $0,020755 \approx 0,021$. Безразмерный аналог формулы (6а) имеет вид

$$\begin{aligned} \kappa_{\text{м(6)}} &= 1,2453 \cdot v_{\text{up}}^{0,524} v_{\text{down}}^{-1,07} T_{\text{м(F)}}^{0,276} l^{0,212} s^{1,457} d^{-1,619} \cdot \\ &\cdot n^{-0,179} (1 + \ln W^*)^{1,699}, \end{aligned} \quad (6б)$$

где температура масла $T_{\text{м(F)}}$ связана с его температурой $T_{\text{м}}$, выраженной в градусах Цельсия, соотношением $1,8T_{\text{м(°C)}} + 32$. Произведение степенных функций $l^{0,212} s^{1,457} d^{-1,619} = l^{0,05} \psi^{1,457} (1/d)^{0,162}$; при широком изменении рабочей длины ПС $l^{0,05} \approx 0,8 \dots 1$, то есть этот размер на $\kappa_{\text{м(6)}}$ влияет слабо. Недостатками этих формул, несомненно интересных, служат неопределённость параметра W^* и одновременное вхождение как самой температуры масла (вероятно, на входе в ПС), так и значений его кинематической вязкости при двух значениях температуры.

Хотя рассмотренные одночленные формулы для определения $Q_{\text{м}}$ часто довольно просты, их общим недостатком служит невозможность анализа разделения общего потока масла, поступающего в ПС, между различными зонами. Этот недостаток, за счёт усложнения, преодолён у зависимостей, которые имеют математический вид двучлена или приводятся к нему. Их можно разделить на две подгруппы.

В первой подгруппе этих зависимостей [2, 7, 11 – 13] объёмный расход масла формально считается пропорциональным частоте вращения вала (или его угловой скорости $\omega = n/9,5493$), которую можно вынести за скобки двучлена:

$$Q_M = n(b_0 + b_{1p}p_M/k_{ПС}), \quad (7a)$$

где b_0 и b_{1p} – размерные коэффициенты, зависящие от размеров ПС, параметров его скоростного и нагрузочного режимов и средней динамической вязкости (СДВ) масла $\eta_{M,эф}$ в зазоре ПС, то есть от температуры масла $T_{M,эф}$. Безразмерный аналог формулы (7a) имеет вид

$$\kappa_{M(7)} = 60(b_0 + b_{1p}p_M/k_{ПС})d^{-3}. \quad (7б)$$

Отношение $p_M/k_{ПС}$ служит критерием подобия применительно к расходу масла ПС; в [13] вместо него использован родственный критерий подобия $p_M/(\omega\eta_{M,эф})$. Величина удельной нагрузки $k_{ПС}$ может изменяться от долей мегапаскаля до десятков мегапаскалей и ограничивается прочностью материала вкладышей. Так как давление масла, как правило, намного меньше $k_{ПС}$, то критерий $p_M/k_{ПС} \ll 1$, но это не значит, что вторым слагаемым в (7a) можно пренебречь. Критерий же $p_M/(\omega\eta_{M,эф})$ может находиться в пределах $10^3 \dots 2 \cdot 10^6$, то есть он намного более вариабелен, чем $p_M/k_{ПС}$, и потому менее удобен.

В работах [7; 11] в выражении для коэффициента b_{1p} выделены два слагаемых, одним из которых учитывается расход масла из торцов ненагруженной зоны ПС, а вторым – через орган подачи и распределения масла (отверстие, канавку и (или) карманы), выполненный во вкладыше.

Выражения, по которым можно рассчитать коэффициенты b_0 и b_{1p} по рекомендациям работ [2, 7, 11 – 13], умноженные на $60d^{-3}$, приведены в таблице 1 и сопоставлены; вновь появившиеся параметры пояснены под ней. При выводе выражений, приведённых в таблицах 1 и 2, старые единицы измерения величин были заменены единицами СИ, с проверкой правильности преобразования с помощью числовых примеров.

Пояснения параметров в выражениях (т1–2) – (т1–4):

β – коэффициент, учитывающий истечение из торцов ненагруженной зоны, независимо от способа подвода масла в ПС; зависит от угла охвата ПС и ОЭ;

ϑ – коэффициент, учитывающий дополнительное истечение через орган подачи и распределения масла;

$b_{кан}$ – ширина канавки или кармана во вкладыше (в окружном направлении);

a_1 – расстояние от края канавки до края вкладыша (в продольном направлении);

$\lambda_{\text{ПС},\omega} = \omega\eta_{\text{м,эф}}/k_{\text{ПС}}$ – «характеристика режима» ПС, которой пропорционален коэффициент трения при жидкостной смазке [1, 3, 7, 8, 10, 11]. При определении через частоту вращения вала n этот параметр дальше обозначается $\lambda_{\text{ПС},n}$.

Таблица 1 – Выражения для расчёта коэффициентов b_0 и b_{1p} в формулах (7а) и (7б)

Источ–ник	Выражение для $60d^{-3}b_0$ (номер)	Выражение для $60d^{-3}b_{1p}$ (номер)	Примечание
[2; 12]	$3,1416\psi(l/d)q_1$ (т1–1)	$3,1416\beta\psi^3(l/d)^{-1}/\lambda_{\text{ПС},\omega}$ (т1–2)	В [12] принят коэффициент 2 для b_{1p} . Подача масла через один карман в плоскости разьёма, расположенный после нагруженной зоны [7]
[7; 11]	То же	$3,1416\psi^3(l/d)^{-1}/\lambda_{\text{ПС},\omega}^*$ $*(\beta+\vartheta(b_{\text{кан}}/d)(l/a_1-2))$ (т1–3)	Подача масла через две закрытые продольные канавки в плоскости разьёма
[13]	То же; вместо q_1 использован q_T	2–е слагаемое в скобках (7б): $3,1416\beta\psi^3(l/d)^{-1}p_M/(n\eta_{\text{м,эф}})$ (т1–4)	

Из 2–го столбца таблицы 1 видно, что выражения для $60d^{-3}b_0$ идентичны. Неудобством, однако, здесь является вышеупомянутая неодинаковость значений q_1 , рекомендуемых разными авторами. Из 3–го столбца этой таблицы также видно значительное сходство приведенных выражений для $60d^{-3}b_{1p}$. Различия между ними обусловлены способом учёта расхода масла через орган подачи и распределения масла. В выражении (т1–4) отношение $p_M/(n\eta_{\text{м,эф}})$ путём умножения и деления на удельную нагрузку $k_{\text{ПС}}$ приводится к виду $p_M/(\lambda_{\text{ПС},n}k_{\text{ПС}})$. Поэтому выражение $60d^{-3}b_{1p}$ для этого случая становится почти идентичным (т1–2), так как обе формы «характеристики

режима» – $\lambda_{\text{ПС},n}$ и $\lambda_{\text{ПС},\omega}$ – взаємно пропорціональні через коефіцієнт 9,5493.

Во второй подгруппе двучленных зависимостей [3; 14 – 19] одним из слагаемых в основном отражается влияние частоты вращения вала n на Q_m , а другим – влияние избыточного давления масла p_m , поступающего в ПС:

$$Q_m = a_n n + a_p p_m / k_{\text{ПС}}, \quad (8a)$$

где a_n и a_p – размерные коэффициенты, зависящие от размеров ПС, параметров его скоростного и нагрузочного режимов и СДВ масла $\eta_{m,\text{эф}}$ в зазоре ПС. Зависимостью a_p от частоты вращения вала n усложняется влияние частоты вращения вала на Q_m , но влияние давления масла на Q_m формально остаётся линейным. Величина a_p может определяться с учётом размеров отверстий или канавок, через которые масло вводится в рабочую часть зазора ПС. Безразмерный аналог формулы (8a) имеет вид

$$k_{m(8)} = 60(a_n + a_p/n * p_m / k_{\text{ПС}})d^{-3}. \quad (8б)$$

Выражения, по которым можно рассчитать коэффициенты a_n и a_p/n по рекомендациям работ [3; 14 – 19], умноженные на $60d^{-3}$, приведены в таблице 2 и сопоставлены. М.М. Вихерт и соавторы [17] привели такой же метод расчёта Q_m , как и позже В.А. Ваншейдт [14], но без учёта истечения масла через орган подачи и распределения. Поэтому в таблице 2 не приведены выражения, соответствующие работе [17], однако её достоинством служит более ясное изложение расчёта, чем в работе [14].

Пояснения параметров в выражениях (т2–1) – (т2–9) этой таблицы:

β_m – введенный П.И. Орловым [15] параметр, отражающий влияние способа подвода масла в ПС; при подводе через окружную канавку равен 1, а через отверстия – рекомендуется в пределах 0,2...0,6;

ξ и ζ – идентичные параметры, различающиеся в 100 раз, что видно по коэффициентам в (т2–3) и (т2–5), и выбираемые в зависимости от l/d и ОЭ ϵ_χ по графикам;

α_χ – параметр, характеризующий истечение масла в торцы ненагруженной зоны ПС и вычисляемый, как кубический полином относительно ϵ_χ (свободный член полинома равен единице, а коэффициенты при степенях ϵ_χ несколько отличаются в работах [16] и [14; 17]);

размеры $b_{\text{кан}}$ и a_b в (т2–6) принимаются так же, как и в (т1–3), а ширина канавки $b_{\text{кан}}$ в (т2–8) принимается в продольном направлении (вдоль длины ПС).

По данным А.М. Гутина [20], у вкладышей коренных подшипников карбюраторных двигателей отношение $b_{\text{кан}}/l_0 \approx$

0,06...0,2, а у вкладышей этих ПС дизелей $b_{\text{кан}}/l_0 \approx 0,05...0,33$ (l_0 – полная длина шейки коленчатого вала, включающая переходные к щёкам участки).

Таблица 2 – Выражения для расчёта коэффициентов a_n и a_p в формулах (8а) и (8б)

Источ– ник	Выражение для $60d^{-3}a_n$ (номер)	Выражение для $60a_p/(nd^3)$ (номер)	Приме– чание
[15]	$0,761(1+d/l)^{0,6}\psi^{2,2}\lambda_{\text{ПС},n}^{-0,6}$ (т2–1)	$38,45\beta_M(1+d/l)^{1,2}\psi^{3,4}\lambda_{\text{ПС},n}^{-1,2}$ (т2–2)	
[16]	$0,0628\psi(l/d)^{-1}\xi$ (т2–3)	$7,96\alpha_\chi\psi^3(l/d)^{-1}\lambda_{\text{ПС},n}^{-1}$ (т2–4)	
[14]	$6,283\psi\zeta$ (т2–5)	$5\alpha_\chi\psi^3\lambda_{\text{ПС},n}^{-1}((l/d)^{-1} + (b_{\text{кан}}/l)(0,5l/a_l - 1))$ (т2–6)	Подача масла через две закрытые продольные канавки в плоскости разъёма и «холодильники» вкладышей
[3; 18]	$6,283\psi q_1$ (т2–7)	$60\psi^3 q_2 / \lambda_{\text{ПС},n}$, где $q_2 = 0,1309(1 + 1,5\varepsilon_\chi^2) * (l/d)^{-1} / (1 - b_{\text{кан}}/l)$ (т2–8)	Подача масла через окружную канавку в поперечной плоскости симметрии вкладыша
[19]	$1,257\psi\varepsilon_\chi(l/d - 0,05)^{0,72}$ (т2–9)	То же	То же

Степенная функция l/d в выражении (т2–9) получена автором на основании графика [19], аппроксимируя его кривые с относительной погрешностью примерно $\pm 3\%$. Значения безразмерного коэффициента расхода из торцов нагруженной зоны ПС q_1 , табулированные в справочниках [3; 18], намного меньше соответствующих значений q_1 , рекомендуемых в работах [2, 7, 11].

Из 2–го столбца таблицы 2 видно, что выражения (т2–3), (т2–5),

(т2–7) и (т2–9) для $60d^{-3}a_n$ аналогічні, а вираження (т2–1), отримане на основі роботи [15], суттєво відрізняється як по величині степені у відносительного діаметрального зазору Ψ , так і відсутністю впливу ОЭ, від якого формально не залежить «характеристика режиму» ПС $\lambda_{\text{ПС,н}}$. Серед виражень для $60a_p/(nd^3)$, наведених в 3–м стовпці таблиці 2, також є схожість між (т2–4), (т2–6) і (т2–8) по величині степені у Ψ , а відмінності обумовлені способом урахування витрати через орган підводу і розподілу мастила. Тут видно суттєві відмінності вираження (т2–2), отриманого на основі роботи [15], від нижче розташованих: інакше урахувано вплив способу підводу мастила (коефіцієнтом β_m), відносительної довжини ПС l/d , декілька більше абсолютна величина степенів у параметрів Ψ і $\lambda_{\text{ПС,н}}$.

В роботі [7] наведені вираження для розрахування середньої і максимальної температур мастила в ПС, отримані І.Я. Токарем і співавторами для погіршених режимів роботи ПС, коли витрата мастила в 1,25...5 разів менше можливого (номинального). З цих виражень можна вивести одночленні залежності для розрахування цієї витрати мастила. Так, різниця середньої і початкової температур мастила в ПС (по І.Я. Токарю і др.)

$$T_{\text{м,эф}} - T_{\text{м,вх}} = \frac{2,5}{\alpha_{\text{Тм}}} \left(\frac{k_{\text{ПС}} \Psi^2}{A_{\text{м}} \omega} \right)^{-0,23} \left(\frac{k_{\text{ПС}} \alpha_{\text{Тм}}}{(\rho c)_{\text{м}}} \right)^{0,768} \left(\frac{8Q_{\text{м}}}{\omega d^3} \right)^{-0,224}, \quad (9a)$$

де $A_{\text{м}}$ і $\alpha_{\text{Тм}}$ – постійні в спрощеній залежності динамічної в'язкості мастила від температури, в формі $\eta \approx A_{\text{м}} \exp(-\alpha_{\text{Тм}}(T_{\text{м}} - 273))$, Па*с. В джерелі вказано також, що випробовувався ПС з параметрами $l/d = 0,86$; $\psi = 0,0032$ і кутом охоплення корпусу 135° (незамкнутий), а витрата мастила в ряду експериментів підвищувалася до двох номинальних значень.

В [7] вказані діапазони змін критеріїв подібності – множників в дужках в (9a): перший повинен бути в межах 0,168...2,68; другий – в межах 0,011...0,044; третій, рівний $1,2732\mu_{\text{м}}$ – в межах $3,14 \cdot 10^{-5} \dots 6,43 \cdot 10^{-3}$. Вирази (9a) і аналогічний для максимальної температури мастила справедливі при ОЭ $0,9 > \epsilon_{\chi} > 1$ і можуть застосовуватися не тільки при недостатній подачі мастила, але і при режимі пере навантаження ПС, коли витрата мастила $Q_{\text{м}}$ рівна номинальному. Останній в [7] рекомендується визначати пропорційно відношенню $p_{\text{м}}/\eta_{\text{м,вх}}$ надлишкового тиску мастила на вході в ПС до величини динамічної в'язкості мастила при початковій температурі, тобто як в формулі (8a) без першого слагаемого, причому $p_{\text{м}}/\eta_{\text{м,вх}} = n(\eta_{\text{м,эф}}/\eta_{\text{м,вх}})\lambda_{\text{ПС,н}}^{-1}(p_{\text{м}}/k_{\text{ПС}})$, а відношення значень в'язкості мастила приблизно рівно $\exp(-\alpha_{\text{Тм}}(T_{\text{м,эф}} - T_{\text{м,вх}}))$.

Подставляя удельную объёмную теплоёмкость масла $(\rho c)_{\text{м}} \approx 1,8 \cdot 10^6$ Дж/(м³К), заменяя угловую скорость вала на частоту вращения n (1/мин) и выражая $\mathcal{K}_{\text{м}}$ из (9а), получим приближённую зависимость

$$\mathcal{K}_{\text{м}^{(9)}} = \frac{1,8 \cdot 10^{-21} A_{\text{м}} n^{1,03} k_{\text{ПС}}^{2,40}}{\alpha_{T_{\text{м}}} \psi^{2,05} (T_{\text{м,эф}} - T_{\text{м,вх}})^{4,46}}, \quad (9б)$$

неудобную тем, что разность температур масла, находящуюся в знаменателе в степени 4,46, нужно задавать произвольно. Кроме того, точность этой формулы может ухудшаться, если параметры l/d и ψ , а также угол охвата корпуса будут отличаться от принятых в опытах И.Я. Токарем и соавторами.

Из выражений, приведённых в таблицах 1 и 2, видно, что безразмерный расход масла $\mathcal{K}_{\text{м}}$ зависит от 14 факторов, часть которых можно предварительно задать (ψ , l/d , $b_{\text{кан}}/l$, l/a_1 , $p_{\text{м}}/k_{\text{ПС}}$, $\lambda_{\text{ПС,н}}$, $\epsilon_{\text{х}}$, $\beta_{\text{м}}$); обычно также известен диаметр вала d . Остальные же факторы взаимосвязаны (β , ϑ , ξ , ζ , α , q_1) и также зависят от факторов l/d , $\epsilon_{\text{х}}$. Если даже не рассматривать влияния способа подвода масла к ПС, то остаётся 5–6 независимых факторов. В одночленных формулах (3б), (5б) и (6б) дополнительно имеется 9 факторов ($p_{\text{м}}$, $f_{\text{тр}}$, $k_{\text{ПС}}/((\rho c)_{\text{м}} \Delta T_{\text{м(ПС)}})$, значения кинематической вязкости масла при температуре около 38 и 93°C, $T_{\text{м}}$, l , n , W^*), из которых предварительно задать можно также 5–6 факторов: $p_{\text{м}}$, $T_{\text{м}}$, коэффициенты вязкостно–температурной характеристики масла (обуславливающие указанные величины кинематической вязкости), n . Поэтому задача сопоставления результатов расчёта $\mathcal{K}_{\text{м}}$ по рассмотренным зависимостям требует проведения трудоёмкого «вычислительного эксперимента».

Особенностью работы ПС в ДВС является переменность внешней нагрузки ПС в течение рабочего цикла, продолжительность которого равна $120/n$ секунд у 4–тактных двигателей. Поэтому до развития вычислительных технологий эти ПС рассчитывались по нагрузке, усреднённой за рабочий цикл (при номинальном режиме), а также по нагрузке, близкой к максимальной в течение цикла [14]. При увеличении $k_{\text{ПС}}$ или снижении n или $\eta_{\text{м,эф}}$ величина $\lambda_{\text{ПС,н}}$, коэффициент трения $f_{\text{тр}}$ и толщина слоя масла в нагруженной зоне снижаются до минимальных (критических) значений, когда начинается взаимное касание микронеровностей поверхностей вала и вкладыша ПС. Считается [2; 12], что если общая продолжительность таких касаний в течение рабочего цикла ДВС не превышает 20% его времени, то работоспособность ПС коленчатого вала приемлемая, хотя будет наблюдаться износ сопряжённых деталей. По данным [18], интенсивность линейного изнашивания шеек коленчатых валов ДВС,

обусловленная в том числе и этими касаниями, составляет $10^{-12} \dots 10^{-10}$. В то же время, для хорошо смазываемых ПС эта интенсивность находится в пределах лишь $10^{-13} \dots 10^{-12}$, то есть на один–два порядка ниже.

В предыдущей работе [21] автор, классифицируя факторы износа ДВС, обратил внимание на те из них, которые могут усиливать износ деталей (в данном случае – ПС) независимо от наличия или отсутствия касаний шеек вала и вкладышей ПС. Это, например, деградация противоизносных свойств масла (вследствие срабатывания соответствующих присадок), накопление примесей и агрессивных веществ в нём; механическая усталость материалов деталей, обусловленная переменностью величины и направления внешней нагрузки ПС. Различные материалы, применяемые для изготовления вкладышей ПС (баббиты, алюминиево–оловянные сплавы, свинцовистые и оловянистые бронзы и т.д.) имеют весьма несходные свойства сопротивляемости воздействию выше перечисленных факторов и нуждаются в дополнительной защите, обеспечиваемой противоизносными и противокоррозионными присадками моторных масел [2, 12, 22].

Выводы. Из изложенного в статье вытекает следующее:

1. Более разнообразной структурой отличаются одночленные формулы для расчёта объёмного расхода масла через ПС, чем двучленные. При этом в ряде одночленных формул не учтено влияние давления масла, подаваемого в ПС, хотя оно экспериментально установлено.

2. Двучленные формулы для расчёта объёмного расхода масла, учитывающие влияние давления масла, можно разделить на две подгруппы по характеру учёта влияния частоты вращения вала.

3. Внутри каждой из подгрупп есть формулы, имеющие значительное сходство, а иногда идентичные, как для их первых слагаемых (во вторых слева столбцах таблиц 1 и 2). Однако имеются существенные расхождения в рекомендуемой величине безразмерного коэффициента расхода масла из торцов нагруженной зоны.

4. Форма выражений для вторых слагаемых двучленных формул зависит от того, как учтены особенности способа подвода и распределения масла в ПС. Независимо от этих особенностей, единообразно учтено влияние относительных диаметрального зазора и длины ПС – в виде произведения $\psi^3(1/d)^{-1}$.

5. Сопоставление результатов расчёта безразмерного объёмного расхода масла \mathcal{M}_m по рассмотренным зависимостям затруднено вхождением в них большого количества факторов, из которых около 10 могут быть предварительно заданы, а остальные взаимосвязаны между собой и с задаваемыми факторами.

Литература:

1. Современная трибология: итоги и перспективы / Э. Д. Браун [и др.]; отв. ред. К. В. Фролов. – М., 2008. – 480 с.
2. Конструирование двигателей внутреннего сгорания: учебник / Н. Д. Чайнов [и др.]; под ред. Н. Д. Чайнова. – М.: Машиностроение, 2008. – 496 с.
3. Справочник по триботехнике: в 3-х т. Т. 2. Смазочные материалы, техника смазки, опоры скольжения и качения / под ред. М. Хебды, А. В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 1990. – 416 с.
4. Авиационные двигатели. Сборник справочных материалов / под ред. М. А. Левина, Г. В. Сеничкина. – М.: Машгиз, 1951. – 244 с.
5. Николаенко А. В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей / А. В. Николаенко. – М.: Колос, 1984. – 336с.
6. Тракторные дизели: справочник / под ред. Б. А. Взорова. – М.: Машиностроение, 1981. – 536 с.
7. Воскресенский В. А. Проектирование опор скольжения (жидкостная смазка): справочник / В. А. Воскресенский, В. И. Дьяков. – М.: Машиностроение, 1980. – 224 с.
8. Орлов П. И. Основы конструирования / П. И. Орлов. – М.: Машиностроение, 1972. – Кн. 2. – 528 с.
9. Vogelpohl, G. (1958). *Betriebssichere Gleitlager. Berechnungsverfahren für Konstruktion und Betrieb*. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg. doi:10.1007/978-3-662-11243-4.
10. Stachowiak, G. W., Batchelor, A. W. (2014). *Engineering tribology*. Amsterdam: Elsevier.
11. Чернавский С. А. Подшипники скольжения / С. А. Чернавский. – М.: Машгиз, 1963. – 244 с.
12. Двигатели внутреннего сгорания. Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей / под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – 384 с.
13. Автомобильные двигатели: курсовое проектирование / под ред. М. Г. Шатрова. – М.: Академия, 2011. – 256 с.
14. Ваншейдт В. А. Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей / В. А. Ваншейдт. – Л.: Судостроение, 1969. – 640 с.
15. Орлов П. И. Конструкция и расчет деталей авиационных двигателей. Ч. 1 / П. И. Орлов. – М.: Оборонгиз, 1940. – 668 с.
16. Паллей З. С. Гидродинамический расчет подшипников скольжения авиационных двигателей / З. С. Паллей. – Л., 1947. – 100 с.
17. Вихерт М. М. Конструкция и расчет автотракторных двигателей / М. М. Вихерт [и др.]; под ред. Ю. А. Степанова. – 2-е изд.,

перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1964. – 552 с.

18. Машиностроение. Энциклопедия. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка. Т. IV–1 / под общ. ред. Д. Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1995. – 864 с.

19. Steinhilper, W., Sauer, B. (Hrsg.) (2006). *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2. Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben*. Berlin: Springer–Verlag Berlin Heidelberg.

20. Гугин А. М. Быстроходные поршневые двигатели: справочник / А. М. Гугин. – Л.: Машиностроение, 1967. – 260 с.

21. Стефановский А. Б. Влияние моторного масла на причины и факторы износа автотракторных двигателей / А. Б. Стефановский // Праці ТДАТУ. Техн. науки. – Мелітополь, 2017. – Вип.17, т.3. – С. 106–116.

22. Григорьев М. А. Качество моторного масла и надежность двигателей / М. А. Григорьев, Б. М. Бунаков, В. А. Долецкий. – М.: Изд.–во стандартов, 1981. – 232 с.

АНАЛІЗ РЯДУ РЕКОМЕНДАЦІЙ ПРО РОЗРАХУНОК ВИТРАТИ РОБОЧОЇ РІДИНИ ПІДШИПНИКАМИ КОВЗАННЯ АВТОТРАКТОРНИХ ДВИГУНІВ

Стефановський О.Б.

Анотація – у статті проаналізовано ряд відомих залежностей для визначення об'ємної витрати робочої рідини (моторного масла) через підшипники ковзання автотракторних двигунів внутрішнього згорання. Розглянуті залежності розділені на групи, подібні за математичним видом: одночленні мультиплікативні і двочленні. Останні, в свою чергу, розділені на дві підгрупи, що відрізняються за характером входження частоти обертання вала. У середині цих підгруп є ряд дуже схожих формул, але вони можуть давати неспівпадаючі результати, внаслідок неоднаковості рекомендованих авторами числових величин однойменних параметрів. З огляду на входження великої кількості факторів в розглянуті залежності, для зіставлення результатів розрахунку витрати масла по ним потрібне проведення трудомісткого «обчислювального експерименту».

ANALYSIS OF SOME REFERENCES ON CALCULATION OF THE WORKING FLUID FLOW RATE OF AUTOMOTIVE ENGINE JOURNAL BEARINGS

A. Stefanovsky

Summary

A number of known formulae allowing determination of the volumetric flow rate of the working fluid (engine oil) in journal bearings of automotive internal combustion engines is analyzed in the paper. The considered formulae are divided into groups similar in mathematical form: multiplicative and binomial. The latter, in turn, are divided into two subgroups, differing in the nature of the occurrence of the shaft rotation speed. Within these subgroups there are a number of very similar formulae, but they may give different results due to the unevenness of numerical values of parameters of the same name recommended by their authors. Due to the fact that a large number of factors are included in the considered formulae, a time-consuming “computational experiment” is required to compare the results of calculating the oil flow rate by them.

УДК 621.822.1:621.43

ОСОБЕННОСТИ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ КАК ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УСТРОЙСТВА

Болтянский О. В., к.т.н.

Стефановский А. Б., к.т.н.

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел.: (0619) 42–04–42

Аннотация – проанализированы сходство и отличия цилиндрического подшипника скольжения по отношению к другим гидравлическим устройствам средств мобильной энергетики. Предлагается считать подшипник скольжения особым видом гидроаппарата, где расход жидкости регулируется за счет изменения режима работы механизма и насоса системы смазки. Отмечены расхождения в способах расчёта этого расхода, опубликованных в различных источниках информации. Сопоставлены способы определения числа Рейнольдса для подшипника скольжения и плоского канала, и отмечены расхождения в принятых способах расчёта определяющей скорости жидкости. Рассмотрены ограничения, налагаемые на параметры подшипника скольжения условием ламинарного движения рабочей жидкости. В частности, при диаметрах шеек коленчатых валов двигателей более 100 мм может требоваться применение более вязких моторных масел.

Ключевые слова – подшипник скольжения, рабочая жидкость, гидравлическое устройство.

Постановка проблемы. Цилиндрические подшипники скольжения (ПС) издавна применяются в технике благодаря простоте конструкции и достаточному уровню надёжности. Например, их количество в современных автотракторных двигателях превышает 10, и там эти ПС – одни из основных потребителей потока моторного масла, создаваемого в системе смазки. По данным Ярославского моторного завода (ЯМЗ), коренные и шатунные ПС быстроходного дизеля поглощают 40...80% общей подачи масла, создаваемой шестерённым насосом этой системы [1]. Отказ даже одного ПС в двигателе, как правило, требует дорогостоящего ремонта.

Стремление постичь процессы, происходящие в ПС, и улучшить показатели последних привело к появлению в конце XIX века и развитию гидродинамической теории смазки (ГдТС; Н. Петров, О. Рейнольдс и др.) [2].

Система смазки двигателя и гидросистема транспортного средства, например трактора, весьма похожи. В обеих системах применяются сходные по свойствам, а иногда даже идентичные рабочие жидкости (РЖ). Сходны и наборы используемых элементов, содержащие насос, резервуар жидкости, фильтры, клапаны, трубопроводы.

Различия этих систем можно разделить на два вида: параметрические (обусловленные количественными различиями одноимённых параметров сходных элементов) и атрибутивные (обусловленные разным назначением систем). Если система смазки двигателя служит, в основном, для снижения трения и интенсивности износа подвижно сопряжённых деталей до приемлемых уровней, то гидросистема обеспечивает привод гидродвигателей (гидроцилиндров или гидромоторов) и управление ими с помощью распределителя, аккумулятора, регулятора и т.д. Благодаря свойствам РЖ, в гидросистеме решается также задача снижения трения и интенсивности износа её элементов.

В известных руководствах по расчёту и моделированию ПС и гидросистем, на наш взгляд, не выяснены и не учтены особенности ПС как гидравлического устройства.

Анализ последних исследований. В работах [3, 4, 5, 6] ПС моделируется на базе ГдТС, а в работах [7, 8, 9, 10] также учтено влияние деформаций вала и вкладышей ПС под нагрузкой («эластогидродинамика»). В частности, предлагаются различные формулы для расчёта расхода РЖ через ПС, учитывающие вклады нагруженной и ненагруженной зон ПС, способ подвода РЖ и т.д.

В работах [11, 12, 13] предлагается выбирать величину подачи моторного масла (ММ) насосом системы смазки двигателя с помощью упрощённых статистических соотношений, учитывающих: а) изменение температуры ММ, движущегося по трубопроводам и каналам системы (5...20 К), и ту долю общего теплового потока, выделяющегося внутри цилиндров за цикл, которая отводится с помощью системы смазки (около 2% при отсутствии масляного охлаждения поршней и около 5% – при его наличии); б) величину удельной подачи, рекомендуемую в интервале 11...28 л/кВтч для карбюраторных двигателей и 28...56 л/кВтч для дизелей. Подача ММ насосом должна существенно превосходить суммарный расход масла всеми ПС двигателя, чтобы не допускать их «масляного голодания», вызывающего их перегрев и усиленный износ.

Для поршневих компресорів, снабжених циркуляційними системами смазки без охладителів масла, рекомендується удельна подача масла насосом 2,5...5 мл/кДж (где 1 кДж = 1 с х 1 кВт мощности привода компресора) [14].

В роботах [15, 16, 17] рассмотрено устройство гидросистем и гидроприводов различных механизмов, а в работах [18, 19, 20] изложены основы моделирования их функционирования. Принцип действия радиального ПС ниже рассмотрен в соответствии с работами [3, 6].

Формулирование целей статьи (постановка задачи). Проанализировать сходство и отличия цилиндрического ПС по отношению к элементам гидросистемы, а также условия ламинарного движения рабочей жидкости в зазоре ПС.

Основная часть. Хотя отношение длины к диаметру шейки вала (l/d) для цилиндрических ПС невелико (может быть меньше 0,5 в поршневых двигателях), всё же, благодаря относительной малости диаметрального зазора $\Delta \approx (0,0005...0,002)d$ ПС имеет сходство с длинным плоским или щелевым трубопроводом, у которого отношение длины к эквивалентному диаметру (равному 2Δ) превышает 150...200.

В действии цилиндрического ПС с неподвижным корпусом принято выделять следующие фазы (рис. 1).

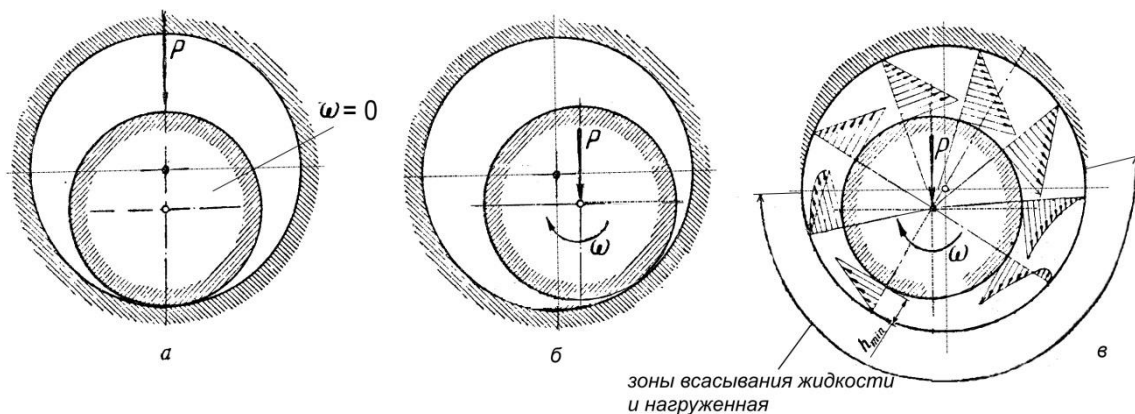


Рис. 1. Фазы функционирования радиального подшипника скольжения

1 – фаза покоящегося вала (рис. 1,а): вал покоится на нижней контактной зоне корпуса или прижат к его верхней контактной зоне. В этой фазе ПС напоминал бы упомянутый выше длинный плоский трубопровод, если бы через зазор прокачивалась РЖ. В действительности же при неврещающемся вале РЖ (масло) в ПС не подаётся, так как не работает насос системы смазки; внутри ПС может лишь сохраниться остаточная масляная плёнка.

2 – фаза граничного трения (рис. 1,б): вал как бы вкатывается по вогнутой поверхности корпуса и затем буксует, заняв некоторое неустойчивое положение; в работе [23] считается, что вал смещается в противоположную сторону реакцией со стороны жидкости. Через зазор ПС прокачивается РЖ, чтобы снизить трение (достаточно большое в этом случае) и соответствующий износ деталей. Длительная работа ПС в этой фазе недопустима, так как подача РЖ по зазору не позволяет существенно уменьшить эти явления.

3 – фаза полужидкостного и жидкостного, или гидродинамического, трения (режима) – основная (рис. 1,в): при повышении угловой скорости вала он увлекает настолько много РЖ в контактную зону, что как бы всплывает на сжатой жидкости и перестаёт касаться корпуса. При этом РЖ неравномерно сжата в окрестности области минимального зазора; максимальное давление РЖ там может в несколько раз превышать среднюю удельную нагрузку ПС (отношение нагружающей силы к произведению d_l).

В то же время, вне этой окрестности давление РЖ близко к её давлению на входе в зазор ПС, и возможна даже местная кавитация жидкости [21, 22].

Если направление и величина нагрузки ПС непостоянны, что типично для валов поршневых машин (двигателей, компрессоров, насосов), то внутри корпуса вал циклически перемещается и иногда может касаться корпуса, вызывая местный повышенный износ. Считается [24, 25], что если такие касания занимают не более 20% времени цикла нагружения, то ПС работоспособен, но при этом материалы вала и вкладышей должны быть износостойкими.

В фазах 2 и 3 цилиндрический ПС аналогичен трубопроводу, внутри которого вращается эксцентрично расположенный стержень, помещённый там с очень малым средним зазором. Этим вращением искажается поперечный профиль скорости РЖ, типичный для ламинарного движения жидкости (турбулентное её движение считается нежелательным для ПС), и дополнительно предотвращается явление облитерации узкого зазора молекулами вязкой РЖ [23]. Кроме того, в фазе 3 в зазоре ПС возникает пространственное поле давления РЖ, имеющее максимум; давление РЖ спадает от этого максимума и в осевом, и в окружном направлениях.

Сопоставим особенности цилиндрического ПС в основной фазе 3 и особенности насоса. В гидросистеме и системе смазки применяются объёмные насосы, например шестерённые, где РЖ периодически вытесняется из переменного замкнутого объёма силами давления [23]. Однако для ПС такой процесс нехарактерен, так как через его зазор непрерывно течёт РЖ, часть которой нагнетается вращающимся валом в нагруженную зону, а остальная жидкость сразу

вытекает из торцов зазора. Следовательно, ПС мог бы иметь сходство не с объёмным, а с динамическим насосом, камера которого постоянно соединена со входом и выходом. Но в отличие от динамического насоса, нагруженная зона ПС хотя и генерирует поток РЖ, имеющий избыточное давление (по отношению к давлению РЖ на входе), однако этот поток вне ПС не используется для привода гидродвигателя и просто стекает в сборный резервуар, частично разбрызгиваясь и смазывая другие детали механизма.

Видимо, среди динамических насосов ПС наиболее сходен с лабиринтным или лабиринто–винтовым насосом (рис. 2) [26]. Однако в последнем поток жидкости создаётся благодаря её вихревому взаимодействию с системой перекрёстно направленных канавок на корпусе 1 и роторе или винте 2, что невозможно для ПС, гладкие сопряжённые поверхности которого тщательно обрабатываются. Кроме того, относительная величина зазора между этими деталями лабиринтного насоса имеет порядок 0,004...0,005 (без учёта канавок, глубина которых в несколько раз больше величины этого зазора), что намного больше, чем принято в ПС. Наконец, РЖ подводится в зазор ПС в его центральной части (в ненагруженной зоне) и вытекает из торцов, а не так, как в лабиринтном насосе.

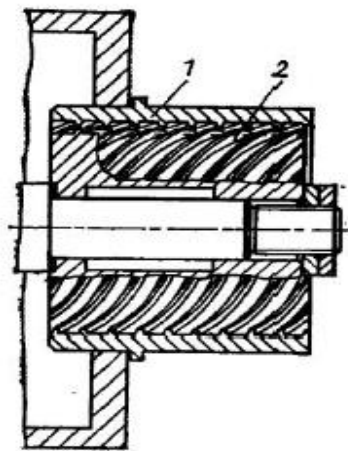


Рис. 2. Схема лабиринто–винтового насоса [26]

Сопоставим также особенности цилиндрического ПС в основной фазе 3 и особенности гидромотора. В последнем энергия давления РЖ преобразуется во вращение выходного вала посредством периодического наполнения жидкостью рабочих камер, где движутся вытесняемые тела [27]. Как видно из изложенного выше, в ПС, напротив, повышенное давление РЖ в нагруженной зоне возникает вследствие достаточно быстрого вращения вала (при умеренной вязкости жидкости), приводимого в движение внешними силами и моментами. Поэтому ПС не имеет сходства с гидромотором.

Сопоставим также цилиндрический ПС, находящийся в фазе 3, с

гидроаппаратом.

Последний может быть регулирующим, регулируемым или направляющим, а по виду запорно–регулирующего органа – клапанным, золотниковым или крановым [28]. Из принципа действия ПС следует, что он, на первый взгляд, сходен с регулирующим или регулируемым гидроаппаратом, так как расход РЖ через ПС непостоянный. Но у всех гидроаппаратов изменяется проходное сечение, тогда как сечение зазора ПС практически постоянное (если пренебречь влиянием изменений температуры деталей и РЖ на величину зазора). Поэтому ПС несходен с этими гидроаппаратами; также направление движения РЖ через ПС можно считать неизменным – от подающего канала к резервуару РЖ. Давление РЖ, поступающей в зазор ПС и покидающей его, определяется в основном скоростным режимом насоса и настройкой клапанов системы смазки, а также изношенностью ПС, но внутри зазора ПС форма поля давления РЖ зависит от скоростного и нагрузочного режимов механизма, а также от вязкости и температуры РЖ. Следовательно, ПС можно считать особым видом гидроаппарата, где расход РЖ регулируется за счет изменения режима работы механизма и насоса системы смазки.

О влиянии режимных параметров на объёмный расход РЖ через ПС $Q_{РЖ(ПС)}$ ($м^3/с$) в источниках есть разные точки зрения: а) он линейно зависит от частоты вращения вала и входного давления жидкости [29, 7, 3, 30], или б) он пропорционален частоте вращения и линейному двучлену, содержащему это давление [4, 31]:

$$Q_{РЖ(ПС)} = a_n n + a_p p_{РЖ,вх(ПС)}, \quad (1a)$$

$$Q_{РЖ(ПС)} = n(b_{0p} + b_{1p} p_{РЖ,вх(ПС)}), \quad (1б)$$

где n – частота вращения вала, 1/мин;

$p_{РЖ,вх(ПС)}$ – давление РЖ на входе в зазор ПС, МПа;

a_n , a_p в (1a) и b_{0p} , b_{1p} в (1б) – размерные коэффициенты, зависящие от размеров ПС, параметров его скоростного и нагрузочного режимов и средней динамической вязкости (СДВ) РЖ в зазоре ПС.

Наличием таких зависимостей усложняется и делается нелинейным влияние частоты вращения вала на расход РЖ $Q_{РЖ(ПС)}$. По данным ЯМЗ [1], он пропорционален n в степени, несколько меньшей 1. СДВ РЖ, в основном, зависит от средней температуры жидкости в зазоре. В свою очередь, эта температура зависит от интенсивности (полу)жидкостного трения, также зависящей от выше перечисленных факторов, а прирост температуры РЖ, протекающей через зазор ПС, обратно пропорционален расходу $Q_{РЖ(ПС)}$.

Рекомендуется допустимая температура РЖ (смазочного масла)

в зазоре ПС 90...100 °С [7]. Она ограничена сверху, с одной стороны, ускорением нежелательных химических реакций (окисление, взаимодействие с металлами ПС), а с другой – опасностью слишком сильного снижения СДВ и разрушения несущего сжатого слоя жидкости. При снижении величины $Q_{РЖ(ПС)}$ («масляное голодание») эти значения температуры РЖ, особенно на выходе из зазора ПС, могут быть превышены. В отличие от гидросистем, где часто используется давление РЖ больше 1 МПа, в системах смазки оно обычно намного меньше 1 МПа, так что возможность повышения расхода $Q_{РЖ(ПС)}$ за счёт этого давления незначительна, хотя это также затрудняло бы кавитацию РЖ в ПС [22].

Отмеченные взаимосвязи затрудняют моделирование ПС даже в упрощённой постановке, вследствие чего в литературе до сих пор встречаются рекомендации о подборе параметров ПС на основании величины произведения средней удельной нагрузки на линейную скорость поверхности вала в зазоре ПС [32]. На необоснованность такого подхода справедливо указывал ещё С.А. Чернавский [4].

По данным сотрудников британской фирмы The Glacier Metal Co. Ltd. [33], второе слагаемое линейной функции (1а), при условии подачи РЖ в ПС через круговую канавку, выполненную по центру вкладыша, пропорционально квадратичной функции относительного эксцентриситета ПС $(1+1,5\varepsilon_{отн}^2)$. Такой же вид имеет соответствующая функция в выражении для расчёта объёмного расхода жидкости, ламинарно текущей в очень узком (практически плоском) зазоре между двумя трубами [34]. Последняя конфигурация соответствует схеме ПС на рис. 3 при нулевой угловой скорости вала. Конструкция вкладыша ПС с центральной круговой канавкой типична для автотракторных поршневых двигателей [35].

Представляет интерес вопрос о предельных величинах средней скорости потока РЖ и её расхода, когда прекращается чисто ламинарное течение, желательное для нормальной работы ПС. В гидравлике их принято определять с помощью критического числа Рейнольдса $Re_{кр}$. Вообще, число Рейнольдса Re для канала пропорционально средней (по сечению) скорости потока жидкости и эквивалентному диаметру $d_{кан}$ канала, причём $d_{кан} = 4F_{кан}/\Pi_{кан}$ ($F_{кан}$ и $\Pi_{кан}$ – соответственно площадь и периметр сечения), а для плоского канала $d_{кан} = 2\Delta$ [34]. Среднюю скорость потока можно определить как отношение объёмного расхода жидкости $Q_{кан}$ к площади $F_{кан}$. Отношение $d_{кан}/F_{кан}$ равно $4/\Pi_{кан}$, а для практически плоского канала между двумя трубами равно $4/(2\pi d)$, где d – диаметр, например, внутренней трубы (для ПС – это диаметр шейки вала). Тогда условие ламинарного течения жидкости в плоском канале имеет вид

$$Re_{(кан)} = 2Q_{кан}/(\pi d\nu) \leq Re_{кр(кан)} \approx 2 \cdot 10^3; \quad (2)$$

в то же время это условие для зазора ПС имеет вид [4, 7, 29]

$$\text{Re}_{(\text{ПС})} = \pi d \Delta n / (120\nu) \leq \text{Re}_{\text{кр}(\text{ПС})} = 41,3(d/\Delta)^{0,5}, \quad (3)$$

где ν – средняя кинематическая вязкость жидкости, $\text{м}^2/\text{с}$.

Из (3) видно, что: а) разработчики ПС определяют число Рейнольдса через окружную скорость вала $\pi d n / 60$ ($\text{м}/\text{с}$), а не через отношение расхода РЖ $Q_{\text{РЖ}(\text{ПС})}$ по (1а) или (1б) к площади сечения зазора; б) критическое значение $\text{Re}_{\text{кр}(\text{ПС})}$ существенно зависит от относительного диаметрального зазора Δ/d и уменьшается при его увеличении [4]. Для интервала $\Delta/d = 0,0005 \dots 0,002$ это значение изменяется примерно от $1,8 \cdot 10^3$ до $0,9 \cdot 10^3$. Однако, вследствие разных определений средней скорости потока в (2) и (3), нельзя заключить, что в зазоре ПС ламинарное течение менее устойчивое, чем в плоском канале.

Чтобы учесть специфику течения РЖ в зазоре ПС при оценке уровня числа Рейнольдса с помощью неравенства (2), нужно не только определить среднюю скорость РЖ с помощью (1а) или (1б), но и умножить полученный результат на отношение чисел Рейнольдса $\text{Re}_{(\text{ПС})}/\text{Re}_{(\text{кан})}$ (для конкретности использована функция (1а)):

$$\frac{\text{Re}_{(\text{ПС})}}{\text{Re}_{(\text{кан})}} = \frac{\pi^2 d^2 \Delta n}{240(a_n n + a_p \rho_{\text{РЖ, вх}(\text{ПС})})}. \quad (4)$$

Исследуем возможные пределы изменения этого отношения, рассмотрев два набора параметров ПС, соответствующих малоразмерному быстроходному и крупноразмерному более тихоходному механизмам:

а) $d = 0,05$ м; $\Delta = 0,05 \cdot 0,0005 = 2,5 \cdot 10^{-5}$ м; $n = 10^4$ 1/мин; $Q_{\text{РЖ}(\text{ПС})} = 10^{-5}$ $\text{м}^3/\text{с}$ и

б) $d = 0,20$ м; $\Delta = 0,20 \cdot 0,0015 = 3 \cdot 10^{-4}$ м; $n = 10^3$ 1/мин; $Q_{\text{РЖ}(\text{ПС})} = 10^{-3}$ $\text{м}^3/\text{с}$.

Для случая «а» $\text{Re}_{(\text{ПС})}/\text{Re}_{(\text{кан})} \approx 2,6$; для случая «б» $\text{Re}_{(\text{ПС})}/\text{Re}_{(\text{кан})} \approx 0,49$. В случае «а» использование неравенства (2) вместо (3) приведёт к преувеличению числа Рейнольдса и возможности ложного предположения о нарушении ламинарного течения РЖ в зазоре ПС, если неравенство (2) не будет выполнено, а неравенство (3) – будет. В случае же «б», наоборот, число Рейнольдса по (2) будет преуменьшено, и возможно неправомерное предположение о наличии запаса по Re , если неравенство (2) будет выполнено, а неравенство (3) – не будет.

Как видно из (4), превышению $\text{Re}_{(\text{ПС})}$ над $\text{Re}_{(\text{кан})}$ способствуют увеличение размеров ПС и, возможно, частоты вращения вала, а также снижение давления РЖ на входе в ПС. Хотя кинематическая вязкость РЖ на отношение (4) не влияет, всё же расход $Q_{\text{РЖ}(\text{ПС})}$ в знаменателе может зависеть от СДВ.

Условие (3) ламинарного течения РЖ в зазоре ПС можно преобразовать, используя приведённую в литературе [7, 29] степенную зависимость рекомендуемого (по данным работы [31] – среднего для посадки) относительного диаметрального зазора $\psi = \Delta/d$ от окружной скорости вала (м/с): $\psi = 0,0008(\pi d n/60)^{0,25}$. Отсюда эта скорость равна $\pi d n/60 = (\psi/0,0008)^4 \approx 2,44 \cdot 10^{12} \psi^4$, то есть частота вращения вала пропорциональна ψ^4 . С учётом этого, неравенство (3) преобразуется к виду

$$\left(\frac{\psi}{0,0008} \right)^4 \frac{\Delta \cdot d}{2v \cdot d} \leq \frac{41,3}{\psi^{0,5}}; \quad \psi^{5,5} d / v \leq 33,8 \cdot 10^{-12}, \quad (5)$$

где единицы измерения $[d] = \text{м}$, $[v] = \text{м}^2/\text{с}$, $[0,0008] = (\text{с}/\text{м})^{0,25}$.

Из (5) можно найти предельные значения каждого из трёх входящих параметров (относительного диаметрального зазора ПС, диаметра вала и средней кинематической вязкости РЖ), а также отношения d/v . Видно, что величина v ограничена снизу, а величины d и ψ – сверху; при этом ψ изменяется в довольно узких пределах, а диаметр вала определяется конструкцией механизма. В то же время кинематическая вязкость РЖ v существенно зависит от рабочей температуры жидкости в зазоре ПС.

Выразим из (5) минимальное значение средней кинематической вязкости РЖ $v_{\min(\text{лам})}$ ($\text{м}^2/\text{с}$), при котором ещё сохраняется ламинарное течение жидкости в зазоре ПС:

$$v_{\min(\text{лам})} \approx 3 \cdot 10^{10} d \psi^{5,5}. \quad (6)$$

Найдём $v_{\min(\text{лам})}$ для двух случаев применения ПС в механизмах: а) $d = 0,05$ м; $\psi = 0,002$ и б) $d = 0,20$ м; $\psi = 0,0005$. Получим из (6), соответственно: а) $v_{\min(\text{лам})} \approx 2,2 \cdot 10^{-6}$; б) $v_{\min(\text{лам})} \approx 4,2 \cdot 10^{-9}$ $\text{м}^2/\text{с}$. Эти значения намного меньше реальных; лишь для воды кинематическая вязкость меньше $2 \cdot 10^{-6}$ $\text{м}^2/\text{с}$ при температуре 0 °С [36]. Поэтому кинематическая вязкость РЖ может лимитировать существование ламинарного течения жидкости в зазоре ПС только при одновременно повышенных значениях параметров d и ψ .

Максимальное значение относительного диаметрального зазора $\psi_{\max(\text{лам})}$, при котором ещё сохраняется ламинарное течение жидкости в зазоре ПС:

$$\psi_{\max(\text{лам})} = (33,8 \cdot 10^{-12} v / d)^{1/5,5} \approx 0,0125(v / d)^{0,18}. \quad (7)$$

Например, при использовании моторного масла с классом вязкости 10 и рабочей температуре 100 °С $v \approx 10$ $\text{мм}^2/\text{с} = 10^{-5}$ $\text{м}^2/\text{с}$. Тогда для двух рассмотренных случаев ($d = 0,05$ и $0,20$ м) $\psi_{\max(\text{лам})}$ равен примерно 0,0027 и 0,0021, что несколько больше верхнего практического предела ψ . Значит, для валов с увеличенными размерами и при небольшой кинематической вязкости РЖ этот предел нельзя переходить, особенно учитывая ширину принятого поля

допуска на диаметральный зазор.

Максимальное значение диаметра вала $d_{\max(\text{лам})}$, при котором ещё сохраняется ламинарное течение жидкости в зазоре ПС:

$$d_{\max(\text{лам})} = 33,8 \cdot 10^{-12} \nu \psi^{-5,5}. \quad (8)$$

При использовании масла с $\nu = 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ и верхнего практического предела $\psi_{\text{пред,мак}} \approx 0,002$, $d_{\max(\text{лам})} \approx 0,236 \text{ м}$. В поршневых автотракторных двигателях диаметры шеек коленчатых валов редко превышают 100 мм [35], поэтому ламинарное течение моторного масла в ПС не нарушается. В более крупногабаритных двигателях необходимо применять и более вязкие масла, чтобы ламинарный режим в ПС не нарушался.

Наконец, указанную выше зависимость ψ от окружной скорости вала можно подставить в (7) и определить максимальную частоту вращения вала $n_{\max(\text{лам})}$ (1/мин), при которой ещё сохраняется ламинарное течение жидкости в зазоре ПС:

$$0,0008(\pi d n_{\max(\text{лам})}/60)^{0,25} \approx 0,0125(\nu/d)^{0,18};$$

$$n_{\max(\text{лам})} \approx 1,14 \cdot 10^6 \nu^{0,72} d^{-1,72} \quad (9)$$

Для $\nu = 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ и $d = 0,05$ и $0,20 \text{ м}$ получится $n_{\max(\text{лам})} \approx 286d^{-1,72}$ и, соответственно, значения около $4,9 \cdot 10^4$ и $4,6 \cdot 10^3$ 1/мин, которые на порядок выше реально достижимых частот вращения коленчатых валов двигателей. При перегреве же, если средняя кинематическая вязкость масла снизится, например, до $4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, для тех же значений диаметра вала получится $n_{\max(\text{лам})} \approx 148d^{-1,72}$, то есть эта частота вращения снизится примерно вдвое, но всё равно будет весьма большой.

Выводы.

1. Цилиндрический ПС имеет небольшую степень сходства с динамическим насосом (например, лабиринтным) и может считаться особым видом гидроаппарата.

2. Несмотря на качественное сходство данного ПС и плоского длинного трубопровода, для них по-разному оценивается устойчивость ламинарного течения жидкости. Отношение соответствующих чисел Рейнольдса зависит от размеров ПС, параметров режима работы ПС и давления подаваемой в ПС жидкости.

3. При использовании практически реализуемых параметров (размеров ПС, вала и средней кинематической вязкости РЖ), в ПС автотракторных двигателей не нарушается ламинарное движение моторных масел.

Литература:

1. Чернышев Г. Д. Повышение надежности дизелей ЯМЗ и автомобилей КрАЗ / Г. Д. Чернышев. – М.: Машиностроение, 1974. – 288 с.
2. Современная трибология: итоги и перспективы / Э. Д.

Браун [и др.]; отв. ред. К. В. Фролов. – М., 2008. – 480 с.

3. Орлов П. И. Конструкция и расчет деталей авиационных двигателей / П. И. Орлов. – М.: Оборонгиз, 1940. – Ч. 1. – 668 с.

4. Чернавский С. А. Подшипники скольжения / С. А. Чернавский. – М.: Машиностроение, 1963. – 244 с.

5. Справочник машиностроителя: в 6-ти т. Т. 4 / Гл. ред. Н. С. Ачеркан. – М.: Машгиз, 1956. – 852 с.

6. Мышкин Н. К. Трение, смазка, износ. Физические основы и технические приложения трибологии / Н. К. Мышкин, М. И. Петроковец. – М.: Физматлит, 2007. – 368 с.

7. Справочник по триботехнике: в 3-х т. Т. 2. Смазочные материалы, техника смазки, опоры скольжения и качения / Под общ. ред. М. Хебды, А. В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 1990. – 416 с.

8. Александров В. М. Введение в механику контактных взаимодействий / В. М. Александров, М. И. Чебаков. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Ростов-на-Дону: ООО «ЦВВР», 2007. – 114 с.

9. Czichos, H., & Habig, K.-H. (Eds.). (2015). *Tribologie-Handbuch. Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik*. Wiesbaden: Springer Vieweg.

10. Коднир Д. С. Эластогидродинамический расчет деталей машин / Д. С. Коднир. – М.: Машиностроение, 1988. – 160 с.

11. Вихерт М. М. Конструирование и расчет автотракторных двигателей / М. М. Вихерт. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1964. – 552 с.

12. Николаенко А. В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей / А. В. Николаенко. – М.: Колос, 1984. – 336 с.

13. Колчин А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – М.: Высшая школа, 1971. – 344 с.

14. Френкель М. И. Поршневые компрессоры. Теория, конструирование и основы проектирования / М. И. Френкель. – 3-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, 1969. – 744 с.

15. Лагереv А. В. Проектирование насосных гидроприводов подъемно-транспортной техники / А. В. Лагереv. – Брянск: БГТУ, 2006. – 232 с.

16. Лепешкин А. В. Гидравлические и пневматические системы / А. В. Лепешкин, А. А. Михайлин; под ред. Ю. А. Беленкова. – 9-е изд., стер. – М.: Академия, 2015. – 332 с.

17. Гидравлические и пневматические системы / А. Г. Схиртладзе [и др.]; под ред. Ю. М. Соломенцева. – М.: Высшая школа, 2006. – 536 с.

18. Кулагин А. В. Основы теории и конструирования объемных гидропередач / под ред. В. Н. Прокофьева. – М.: Высшая школа, 1968. – 400 с.

19. Гликман Б. Ф. Нестационарные течения в пневмогидравлических цепях / Б. Ф. Гликман. – М.: Машиностроение, 1979. – 256 с.

20. Квашин А. И. Динамика и регулирование гидро– и пневмосистем. Статический расчет и расчет переходных процессов в гидромеханической системе / А. И. Квашин. – Пермь: Изд–во Перм. гос. техн. ун–та, 2007. – 28 с.

21. Стельмах О. У. Фізико–технологічні засади управління динамічними процесами в змащувальних шарах для підвищення працездатності трибосистем : дис. ... д.т.н. / О. У. Стельмах; Нац. авіац. ун–т. – К., 2015. – 440 с.

22. Stachowiak, G. W., &Batchelor, A. W. (2014). *Engineering tribology*. Amsterdam: Elsevier.

23. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Ч.1. Основы механики жидкости и газа / А.А. Шейпак;МГИУ. – 2–е изд., перераб. и доп. – М., 2003. – 192 с.

24. Конструирование двигателей внутреннего сгорания / Н. Д. Чайнов; под ред. Н. Д. Чайнова. – М.: Машиностроение, 2008. – 496 с.

25. Двигатели внутреннего сгорания. Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей / под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова.– 4–е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984.– 384 с.

26. Папченко А. А. Спеціальні гідромашини / А. А. Папченко, В.О. Панченко. – Суми: Сумський держ. ун–т, 2015. – 220 с.

27. Гидравлические и пневматические системы транспортных и транспортно–технологических машин и оборудования / В. В. Буренин [и др.]. – М.: МАДИ, 2017. – 217 с.

28. Волошина А. А. Гідравлічні системи сільськогосподарської техніки / А. А. Волошина, І. А. Панченко; ТДАТУ. – Мелітополь, 2015. – 42 с.

29. Машиностроение. Энциклопедия. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка. Т.IV–1 / Д. Н. Решетов [и др.]; под общ. ред. Д. Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1995. – 864 с.

30. Steinhilper, W., Sauer, B. (Hrsg.). (2006). *Konstruktions elementedes Maschinen baus 2. Grundlagen von Maschin enelementen für Antriebsaufgaben*. Berlin:Springer–Verlag Berlin Heidelberg.

31. Воскресенский В. А. Проектирование опор скольжения (жидкостная смазка): справочник / В. А. Воскресенский, В. И. Дьяков. – М.: Машиностроение, 1980. – 224 с.

32. Анурьев В. И. Справочник конструктора–машиностроителя: в 3–х т. Т. 2 / под ред. И. Н. Жестковой. – 8–е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1981. – 912 с.

33. Martin, F.A., Lee, C.S. (1982). *Feed–pressure flow in plain journal bearings*. *ASLE Transactions*, 26 (3).

34. Справочник машиностроителя: в 6–ти т. Т. 2 / Гл. ред. Н. С. Ачеркан. – М.: Машгиз, 1956. – 560 с.

35. Гугин А. М. Быстроходные поршневые двигатели: справочник / А. М. Гугин. – Л.: Машиностроение, 1967. – 260 с.

ОСОБЛИВОСТІ ЦИЛІНДРИЧНОГО ПІДШИПНИКА КОВЗАННЯ ЯК ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИСТРОЮ

Болтянський О. В., Стефановський О. Б.

Анотація – проаналізовано подібність і відмінності циліндричного підшипника ковзання по відношенню до інших гідравлічних пристроїв засобів мобільної енергетики. Пропонується вважати підшипник ковзання особливим видом гідроапарата, де витрата рідини регулюється за рахунок зміни режиму роботи механізму і насоса системи змащення. Відзначено розбіжності в способах розрахунку цієї витрати, опублікованих в різних джерелах інформації. Зіставлені способи визначення числа Рейнольдса, прийняті для підшипника ковзання та плоского каналу. Розглянуто обмеження, що накладаються на параметри підшипника ковзання умовою ламінарного руху робочої рідини. Зокрема, при діаметрах шийок колінчастих валів двигунів понад 100 мм може вимагатися застосування більш в'язких моторних масел.

FEATURES OF THE CYLINDRICAL JOURNAL BEARING AS A HYDRAULIC DEVICE

O. Boltyanskyi, A. Stefanovskyi

Summary

Similarities and differences of the cylindrical journal bearing in relation to other hydraulic devices of mobile energy means are analyzed. It is proposed to consider the bearing as a special type of hydraulic apparatus, where the fluid flow is regulated by changing the operating mode of the mechanism and the lubrication pump. There are differences in the methods of calculating the flow rate published in various sources of information. The ways of determining the Reynolds number adopted for the journal bearing and the flat duct are compared. Possible values of the ratio of the corresponding Reynolds numbers are estimated for typical application conditions. The limitations imposed on the parameters of the journal bearing by the condition of the laminar motion of the working fluid are considered. In particular, the use of more viscous motor oils can be required when the engine crankshaft diameter exceeds 100 mm.

УДК 637.134

МОДЕЛЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ СТРУМИННОГО ГОМОГЕНІЗАТОРА МОЛОКА ЩІЛИННОГО ТИПУ

Самойчук К. О., к.т.н.,

Ковальов О. О., інженер,

Лубко Д. В., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

(0619)–42–13–06

Анотація – стаття присвячена моделюванню параметрів гомогенізатора в програмному комплексі кінцево–елементного аналізу ANSYS. Стаття містить обґрунтування вибору програми для виконання параметрів моделювання, обґрунтування діапазону коливань обраних факторів.

Як фактори, що роблять істотний вплив на якість помелу, розрізняють надлишковий тиск подачі знежиреного молока, що надходить в камеру гомогенізатора після попереднього розділення, і відстань в прорізи. Діапазон коливань обмежений надлишковим тиском в області більш низьких значень з необхідністю створення гідродинамічних умов для ефективного дроблення жирових кульок в області значного зростання енерговитрат процесу диспергування. Діапазон зміни значень відстані в зазорі в області мінімальних значень обмежений необхідністю забезпечення погодинної продуктивності на рівні промислових машин, а в області максимальних значень – погіршенням умов шліфування, пов'язаних з розсіюванням енергії потоку знежиреного молока.

Результати моделювання свідчать про те, що раціональний параметр надлишкового тиску знежиреного молока становить 12 МПа, при якому різниця швидкостей дисперсійної і дисперсної фаз, що є необхідною умовою подрібнення, складає майже 2 рази. З іншого боку, оптимальні умови для отримання технологічно заданого середнього розміру жирових кульок забезпечуються при використанні гомогенізатора з мінімальною відстанню в зазорі.

Ключові слова – гомогенізація, щілинний гомогенізатор, жирова кулька, струминний гомогенізатор, диспергування, молоко.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Зниження енергетичних витрат на процес гомогенізації, що складає найбільш значущі витрати у технології виготовлення питного молока є пріоритетною задачею молокопереробної галузі. Операція належить до нормативних процесів, що проводиться для покращення смакових та сенсорних властивостей продукту, підвищення його харчової цінності та збільшення терміну його зберігання [1]. Конструкція гомогенізатора клапанного типу, що є найбільш розповсюдженою в промисловому виробництві забезпечує заданий технологічними вимогами середній розмір жирових кульок. Але при цьому її енерговитрати складають до 8 кВт*год/т обробленого продукту. Інші менш поширені в масовому виробництві конструкції не забезпечують заданого середнього розміру жирових кульок після гомогенізації.

Однією з головних проблем, що досі не вирішені науковцями є відсутність загальноприйнятих теоретичних основ процесу диспергування. Це пояснюється мікроскопічними розмірами жирових кульок та високими швидкостями їх руху. Згідно останніх досліджень провідних вчених основою процесу є створення різниці між швидкостями руху дисперсійної та дисперсної фаз продукту та підтримання її на рівні максимально можливих значень [2].

Аналіз результатів досліджень процесу диспергування емульсій свідчить, що досягти суттєвого (4–6 разів) зниження енергетичних витрат можливо за рахунок використання струминних гомогенізаторів. Принцип їхньої дії заснований на створенні максимальної різниці між швидкостями руху знежиреного молока та вершків. Серед досліджених конструкцій диспергаторів цього типу слід виділити струминні гомогенізатори молока [3]. Незважаючи на середній розмір жирових кульок, що отримується при обробці молока в них (0,8–0,85 мкм) та низькі витрати енергії, що менше витрат у клапанних машинах в 5–8 разів, ці конструкції мають суттєві недоліки [4]. Гомогенізатор протитечійно–струминного типу при роботі погіршує якість продукту за рахунок дестабілізації білкової фази, виникнення якої пов'язано з тим, що процес відбувається в повітряному середовищі.

Підвищення ефективності диспергування можливо досягти за рахунок використання конструкції струминного гомогенізатора молока щілинного типу, розробленого на базі кафедри ОПХВ імені професора Ф.Ю. Ялпачика ТДАТУ.

Наведена на рис.1 камера струминного гомогенізатора щілинного типу складається з двох пар утворюючих 3, відстань між якими формує місце найбільшого звуження 2.

В місці найбільшого звуження камери гомогенізатора знаходиться щілина, крізь яку молоко у певній кількості надходить до

потоків знежиреного молока, що подається з патрубку 1 та має у цьому місці найбільшу швидкість. Дозована подача вершків забезпечується за допомогою зміни відстані у щілині та тиску подачі вершків у необхідному відношенні, розрахованому згідно рівняння матеріального балансу. Вершки при цьому подаються з ємності 4, що оточує камеру по периметру та забезпечує рівномірне надходження вершків з обох боків від місця найбільшого звуження. Гомогенізоване молоко відводиться крізь патрубок 5.

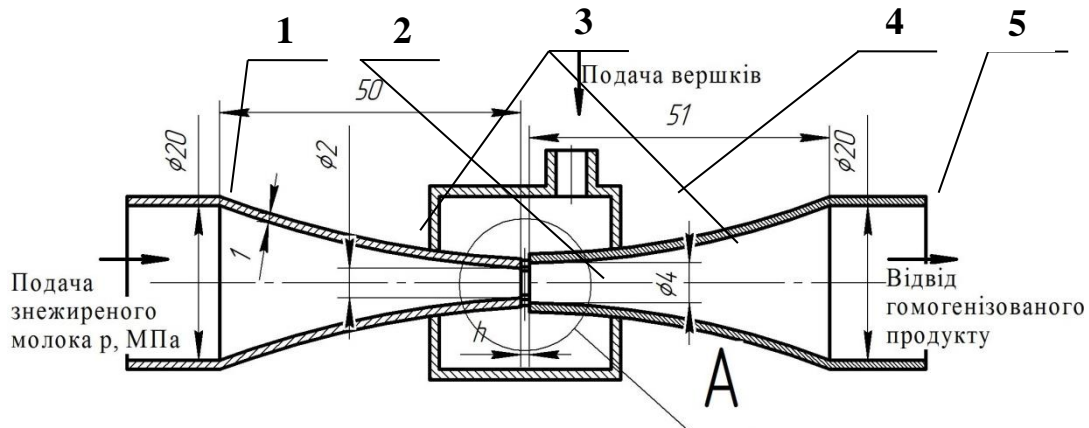


Рис. 1. Схема струминного гомогенізатора молока щілинного типу

Після надходження крізь патрубок подачі знежиреного молока, продукт досягає місця найбільшого звуження камери, де до нього з мінімальною швидкістю додаються вершки. Враховуючи рівняння нерозривності потоку та залежності Нав'є–Стокса у цьому місці відбувається включення кульки до потоку знежиреного молока. Оскільки швидкість жирової кульки має у декілька разів нижчі значення, порівняно зі швидкістю потоку знежиреного молока, руйнування кульки відбувається за рахунок виникнення тангенціальних напружень [5].

Сили опору, інерції та приєднаної маси обумовлюють гальмування кульки при одночасній дії потоку у напрямку плинину рідини [6]. Це призводить до того, що жирова кулька, подрібнення якої відбувається при досягненні певного відношення між поверхневим натягом, критерієм руйнування Вебера та тангенціальними напруженнями, що діють на неї деформується. Спочатку відбувається витягнення жирової кульки з утворенням циліндру, при перевищенні відношення довжини до діаметру якого відбувається руйнування материнської кульки з утворенням 4–5 кульок більш дрібного розміру [7]. У відповідності до результатів теоретичних досліджень, використання гомогенізатора такого типу дозволяє отримувати молоко з середнім розміром жирових часток, що дорівнює 0,8 мкм, при цьому енерговитрати, що витрачаються на здійснення операції

знижуються у 4–6 разів. Крім цього щілинний гомогенізатор не має недоліків протитечійно–струминного і струминного гомогенізатора з роздільною подачею вершків.

Формування цілей статті(постановка завдання). Конструкція струминного гомогенізатора молока з роздільною подачею вершків забезпечує високу якість продукту, але оскільки в ньому вершки подаються тонким струменем у місці найбільшого звуження камери, спостерігається швидка облітерація каналів. Означені протиріччя може вирішити конструкція струминного гомогенізатора молока щілинного типу, отже задачею статті є дослідження процесу струминної гомогенізації молока за допомогою моделювання в програмному комплексі ANSYS. Для реалізації цієї мети необхідно:

- розробити параметричну модель струминного гомогенізатора щілинного типу,
- визначити фактори процесу,
- провести моделювання гідродинамічних показників в зоні руйнування жирових кульок шляхом аналізу полів розподілення миттєвих значень швидкості для визначення оптимальних значень факторів процесу диспергування в струминному гомогенізаторі молока щілинного типу.

Виклад основного матеріалу. Проведені аналітичні дослідження процесу диспергування дали змогу визначити осередненні значення факторів процесу гомогенізації. Для отримання миттєвих значень гідродинамічних показників необхідно провести комп'ютерне моделювання процесу. Для цього обрано програмний комплекс кінцево–елементного аналізу ANSYS, зважаючи на те, що порівняно з програмами COSMOS, Solid Works, AutoCAD він дає змогу оперувати більшою кількістю параметрів при одночасному забезпеченні високій точності отримуваних даних. Окрім цього, даний комплекс дозволяє враховувати значення в'язкості та густини знежиреного молока та вершків, що максимально наближені до реальних значень. Для проведення моделювання геометричну модель камери щілинного гомогенізатору, що була створена за допомогою програми Solid Works, було інтегровано до комплексу ANSYS.

В якості змінних факторів, що здійснюють значний вплив на середній розмір жирових кульок після диспергування при проведенні моделювання були виділені відстань у щілині подавання вершків h та тиск подачі знежиреного молока p . Згідно результатів теоретичних досліджень процесу диспергування у щілинному гомогенізаторі молока з точки зору забезпечення технологічно заданої якості диспергування при одночасному зниженні енергетичних витрат процесу раціональні параметри надлишкового тиску диспергування знаходяться у межах 4–12 МПа. Нижнє значення надлишкового тиску

обумовлене необхідністю створення гідродинамічного режиму, за якого досягаються необхідні для зменшення середнього розміру жирових кульок значення надлишкового тиску гомогенізації. Отримані в ході теоретичних досліджень та експериментально підтверджені значення критерія Вебера для найбільш близького за конструкцією струминного гомогенізатора молока з роздільною подачею вершків складають 120. Такі значення критерія подрібнення досягаються при надлишковому тиску подачі знежиреного молока, що дорівнює 4 МПа. Верхня межа діапазону коливання надлишкового тиску подачі знежиреного молока (12 МПа) обумовлена стрімким зростанням енергетичних витрат процесу диспергування.

Відстань у щілині гомогенізатору коливається у діапазоні значень 0,4–1,2 мм. Нижнє значення параметру (0,4 мм) обумовлене необхідністю забезпечення заданої продуктивності лабораторного зразку, що має наближуватись до промислових зразків. Верхня межа коливання відстані у щілині (1,2 мм) обумовлена розсіюванням енергії потоку, що виникає при збільшенні відстані та викликає збільшення середнього розміру жирових кульок.

Серед багатьох параметрів, які дає змогу визначати та моделювати робота у програмному комплексі кінцево–елементного аналізу ANSYS, найбільший інтерес являють поля швидкостей дисперсійної та дисперсної фаз у місці диспергування, тобто у центральній частині камери щілинного гомогенізатора (рис. 2).

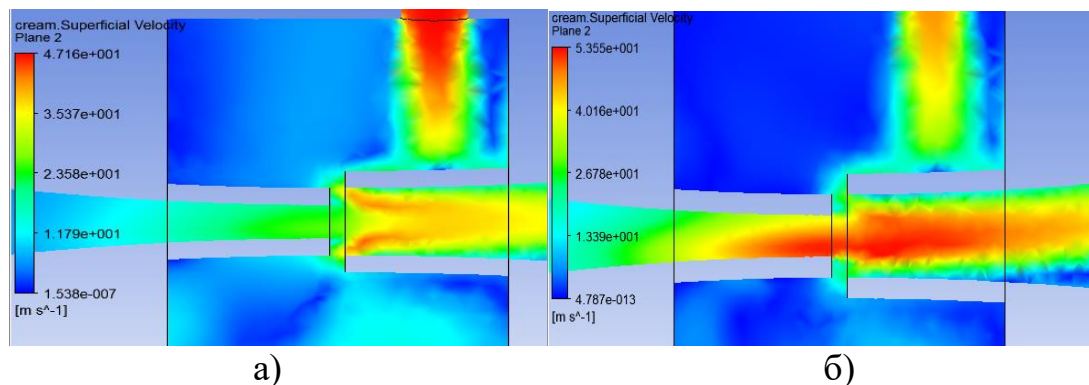


Рис. 2. Поля швидкостей при відстані у щілині $h=0,8$ мм та тиску подачі знежиреного молока: а) $p = 4$ МПа; б) $p = 12$ МПа

Аналіз отриманих полів швидкостей для струминного гомогенізатора молока щілинного типу свідчать про те, що при заданій величині відстані у щілині (0,8 мм) збільшення надлишкового тиску подавання знежиреного молока у 3 рази призводить до майже дворазового зростання швидкості вершків з 23,6 м/с (рис. 2а) при $p=4$ МПа до 53,5 м/с при $p=12$ МПа (рис. 2б). Враховуючи те, що необхідною умовою для подрібнення жирових кульок є створення

максимальної різниці швидкостей фаз, слід констатувати, що раціональним параметром є 12 МПа, оскільки при ньому, значення швидкості потоку знежиреного молока в місці включення до нього вершків складає близько 54 м/с, при цьому швидкість вершків складає 26,8 м/с. На відміну від нього, при даному значенні відстані у щілині швидкість потоку знежиреного молока майже дорівнює швидкості вершків, в результаті чого не створюються необхідні передумови для подрібнення жирових кульок (критичне значення критерію Вебера).

Оскільки відстань у щілині впливає на середній діаметр жирових кульок після диспергування, розглянемо поля швидкостей для різних значень відстані у щілині камери струминного гомогенізатора молока (рис. 3).

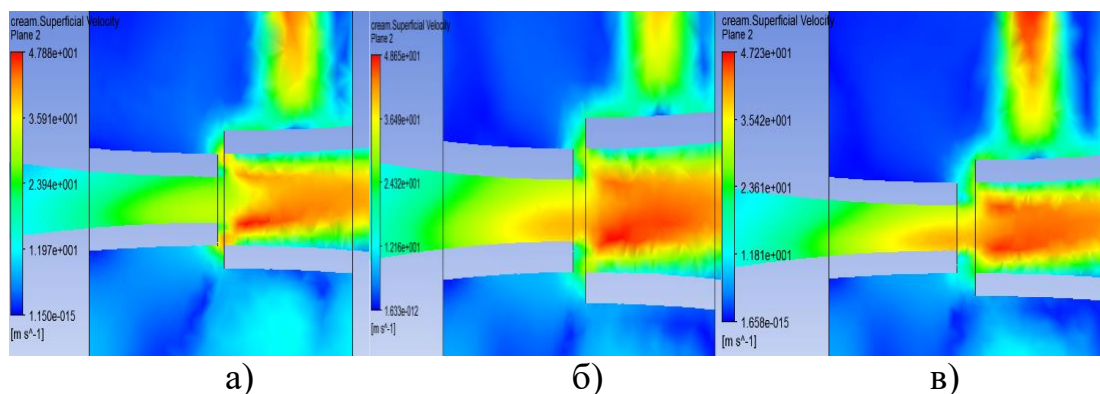


Рис. 3. Поля швидкостей тиску подачі знежиреного молока $p=8$ МПа та відстані у щілині h , що дорівнює: а) $h=04$ мм; б) $h=0,8$ мм; в) $h=1,2$ мм

Аналізуючи отримані при моделюванні дані, бачимо, що при мінімальній відстані у щілині включення жирових кульок до потоку знежиреного молока (рис. 3 а) відбувається з найбільшою різницею швидкостей, які складають для знежиреного молока біля 23,4 м/с, при цьому швидкість надходження вершків складає майже 48 м/с. Такі умови є найбільш ефективними з точки зору створення необхідної величини критичного значення критерію Вебера. Збільшення відстані до 0,8 та 1,2 мм призводить до розсіювання дисипації потужності потоку знежиреного молока, внаслідок чого вершки надходять до місця включення у потік з меншою швидкістю, яка складає відповідно 30 та 25 м/с при швидкості потоку знежиреного молока близько 36 м/с в обох випадках. Така незначна різниця в швидкостях руху дисперсійної і дисперсної фази не може створити необхідні гідродинамічні умови для забезпечення зменшення середнього розміру жирових кульок до технологічно заданих значень.

Висновки. Таким чином отримані дані при проведенні моделювання параметрів струминного гомогенізатора щілинного типу дозволяють обґрунтувати раціональні параметри процесу

гомогенізації. В якості факторів, що суттєво впливають на якість диспергування виділені надлишковий тиск подачі знежиреного молока та відстань у щілині. Обґрунтовано значення параметрів, що були отримані шляхом аналітичних розрахунків. Обґрунтовано вибір програмного комплексу кінцево–елементного аналізу ANSYS та необхідність дослідження саме полів швидкостей. Отримані при моделюванні результати свідчать про те, що раціональним параметром надлишкового тиску подачі знежиреного молока з точки зору створення критичного значення критерію Вебера є 12 МПа. Отримані дані щодо раціонального значення відстані у щілині, яка має складати 0,4 мм, оскільки її збільшення призводить до вирівнювання швидкостей потоку знежиреного молока та жирової кульки та виключає можливість її подрібнення.

Література:

1. Фиалкова Е. А. Гомогенизация. Новый взгляд: монография–справочник / *Е. А. Фиалкова*. – Спб.: ГИОРД, 2006. – 392с.
2. Самойчук К. О. Розробка лабораторного зразка струминного гомогенізатору з роздільною подачею вершків / *К. О. Самойчук, О.О.Ковальов* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2011. – Вип. 11, т. 6. – С. 77–84.
3. Самойчук К. О. Якість та енергетична ефективність процесу струминної гомогенізації молока з роздільною подачею вершків / *К. О. Самойчук, О. О. Ковальов, В. О. Султанова* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2015. – Вип. 15, т. 1. – С. 241–249.
4. Самойчук К. О. Використання нормалізації у струминному гомогенізаторі молока з роздільною подачею вершків / *К. О. Самойчук, О. О. Ковальов* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2014. – Вип. 14, т.1. – С. 37–45.
5. Веремеев С. А. Взаимодействие импульсной затопленной струи жидкости с преградой / *С. А. Веремеев, А. Н. Семко* // Прикладна гідромеханіка. – 2008. – Т. 10, № 1. – С. 3–9.
6. Самойчук К. О. Обґрунтування параметрів та режимів роботи протитечійно–струменевого диспергатора молока: автореф дис. ... канд. техн. наук : 05.18.12 / *К. О. Самойчук*. – Донецьк, 2008, – 20с.
7. Матвиенко О. В. Математическое моделирование турбулентного переноса дисперсной фазы в турбулентном потоке / *О. В. Матвиенко, Е. В. Евтюшкин* // Вестник ТГПУ. – 2004. – Вып. 6. – С. 50–53.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ СТРУИ ГОМОГЕНИЗАТОРА МОЛОКА ЩИЛИННОГО ТИПА

Самойчук К. О., Ковалёв О. О., Лубко Д. В.

Аннотация – статья посвящена моделированию параметров гомогенизатора в программном комплексе конечно–элементного анализа ANSYS. Статья содержит обоснование выбора программы для выполнения параметров моделирования, обоснование диапазона колебаний выбранных факторов.

В качестве факторов, оказывающих существенное влияние на качество помола, различают избыточное давление подачи обезжиренного молока, поступающего в камеру гомогенизатора после предварительного разделения, и расстояние в прорези. Диапазон колебаний ограничен избыточным давлением в области более низких значений с необходимостью создания гидродинамических условий для эффективного дробления жировых шариков в области значительного роста энергозатрат процесса диспергирования. Диапазон изменения значений расстояния в зазоре в области минимальных значений ограничен необходимостью обеспечения почасовой производительности на уровне промышленных машин, а в области максимальных значений – ухудшением условий шлифования, связанных с рассеянием энергии потока обезжиренного молока.

Результаты моделирования свидетельствуют о том, что рациональный параметр избыточного давления обезжиренного молока составляет 12 МПа, при котором разница скоростей дисперсионной и дисперсной фаз, что является необходимым условием измельчения, составляет почти 2 раза. С другой стороны, рациональные условия для получения технологически заданного среднего размера жировых шариков обеспечиваются при использовании гомогенизатора с минимальным расстоянием в зазоре.

DESIGN OF PARAMETERS OF STREAM MILK HOMOGENIZER OF SLOT TYPE

K. Samoichuk, O. Kovalyov, D. Lubko

Summary

The article is devoted to the modeling of homogenizer parameters in the software complex of finite element analysis ANSYS. The article contains the rationale for the choice of the program to perform modeling parameters, justification of the range of fluctuations of the selected factors.

As factors that have a significant impact on the quality of grinding, the excess pressure of the supply of skimmed milk entering the homogenizer chamber after preliminary separation and the distance in the slit are distinguished. The range of fluctuations is limited to the excess pressure in the region of lower values with the need to create the hydrodynamic conditions for the efficient crushing of fat globules in the field of high value—significant growth in energy costs of the process of dispersing. The range of variation of the distance values in the gap in the region of minimum values is limited by the need to ensure hourly productivity at the level of industrial machines, and in the region of maximum values by the deterioration of grinding conditions associated with the scattering of the energy of the skim milk flow.

The simulation results suggest that the rational parameter of the excess pressure of skim milk is 12 MPa, in which the difference between the velocities of the dispersion and dispersed phases, which is a necessary condition for grinding is almost 2 times. On the other hand, rational conditions for obtaining a technologically specified average size of fat globules are provided when using a homogenizer with a minimum distance in the gap.

УДК 621.43 + 621.43.016.4–57+536.421+541.6:541.183

**ОСОБЛИВОСТІ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ФОРМУВАННЯ В
ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТЕПЛОВОЇ ПІДГОТОВКИ ДВИГУНА
ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ НА ОСНОВІ ТЕПЛОВИХ
АКУМУЛЯТОРІВ ФАЗОВОГО ПЕРЕХОДУ**

Грицук І.В., д.т.н.,

Херсонська державна морська академія,

e-mail: gritsuk_iv@ukr.net

Володарець М.В., к.т.н.,

Український державний університет залізничного транспорту,

e-mail: volodarets.nikita@yandex.ru

Погорлецький Д.С.,

Херсонська державна морська академія,

e-mail: dimon150582@gmail.com

Курносенко Д.В.,

Херсонська державна морська академія,

e-mail: dasha10021991@gmail.com

Левченко Д.І.

Український державний університет залізничного транспорту,

e-mail: volodarets.nikita@yandex.ru

**ОСОБЛИВОСТІ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ФОРМУВАННЯ В
ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТЕПЛОВОЇ ПІДГОТОВКИ ДВИГУНА
ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ НА ОСНОВІ ТЕПЛОВИХ
АКУМУЛЯТОРІВ ФАЗОВОГО ПЕРЕХОДУ**

Анотація – використання різних видів енергії в фазово-перехідних теплових акумуляторах і її подальше використання для теплового розвитку різних підсистем гібридних транспортних засобів дозволяє значно підвищити їх експлуатаційну ефективність. Запропоновано систему комбінованого використання теплової та електричної енергії в фазово-перехідних теплових акумуляторах (ТА). Для зарядки ТА використовується тепла енергія вихлопних газів, охолоджуюча рідина і моторне масло двигуна внутрішнього згорання, а також електрична енергія, яка використовується системою рекуперації

енергії при гальмуванні автомобіля. Він складається з послідовних етапів накопичення тепла при зарядці ТА від різних джерел енергії гібридного транспортного засобу, його зберігання та використання для швидкого нагріву окремих підсистем транспортного засобу. Особливості обладнання та технології використання досліджуваної системи підбираються залежно від експлуатаційних вимог, кліматичних умов і призначення транспортного засобу.

Ключові слова: транспортний засіб, умови експлуатації, двигун внутрішнього згоряння, тепловий акумулятор фазового переходу, накопичувач енергії, рекуперація енергії

Постановка проблеми. Одним з перспективних напрямків удосконалювання процесів теплової підготовки транспортних двигунів є впровадження в їх конструкцію сучасних ресурсосберегаючих, екологічно чистих технологічних рішень з метою розширення функціональних можливостей, збільшення продуктивності, адаптації до умов експлуатації тощо.

Адаптація зазначених заходів у практику експлуатації транспортних засобів потребує проведення системних досліджень на рівнях створюваних комплексів теплової підготовки і їх компонентів, а також містить у собі різні методи конструювання, розрахунково-експериментальні дослідження й аналіз отриманих результатів. Для гібридних транспортних засобів використання зазначених комплексів теплової підготовки пов'язане з необхідністю адаптації їх функціональних і технологічних можливостей з використанням електричної енергії рекуперації від гальмування транспортного засобу.

Аналіз останніх досліджень. На основі досвіду використання рекуперативних систем на транспорті, а також характеристик і сфери використання електричних накопичувачів надвеликої місткості, цілком обґрунтовано здійснити вибір структури, принципу дії рекуперативної системи і схеми включення її в мережу транспортного засобу [1–9]. Актуальним рішенням проблем теплової підготовки транспортних двигунів і гібридних транспортних засобів в умовах експлуатації може бути поєднання можливостей рекуперативної системи транспортного засобу з електричною тягою з можливостями системи комбінованої утилізації теплової енергії на основі теплових акумуляторів фазового переходу.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Метою статті є виявлення особливостей моделювання та формування в експлуатації теплової підготовки двигуна транспортного засобу на основі теплових акумуляторів фазового переходу.

Обґрунтування можливості вдосконалення процесів теплової підготовки підсистем гібридного транспортного засобу з використанням теплових акумуляторів фазового переходу в умовах експлуатації.

Рекуперация (від лат. *Recuperatio* – «зворотне отримання, повернення») – повернення (отримання для повторного використання) частини матеріалів або енергії для повторного використання в тому ж технологічному процесі (циклічне використання). Рекуперация енергії дозволяє істотно скоротити споживання паливних ресурсів і знизити шкідливі викиди в атмосферу. Все це повною мірою відноситься до транспортних енергетичних систем, де спостерігається стійка тенденція до збільшення питомої потужності транспортних засобів та зростання їх кількості. Крім цього, при використанні транспортних засобів з електричною тягою є великий резерв електричної енергії, що виникає в режимах гальмування, яку можна накопичувати і потім використовувати для потреб самого ж транспортного засобу. В якості одного з прикладів можливого такого використання можна розглядати передпускову і післяпускову теплову підготовку транспортного двигуна і транспортного засобу за допомогою системи комбінованої утилізації теплової енергії на основі теплових акумуляторів фазового переходу.

В даному випадку отримана надлишкова електроенергія може використовуватися для додаткового нагріву теплоакumuлюючого матеріалу (ТАМ) в теплових акумуляторах фазового переходу системи комбінованої утилізації теплової енергії (рис. 1)

На сьогодні основними напрямками досліджень бортових рекуперативних систем є: підвищення ефективності відбору та перетворення енергії, розробка та вдосконалення накопичувачів енергії, збільшення термінів зберігання накопиченої енергії, створення систем реалізації накопиченої енергії з високим коефіцієнтом корисної дії, розширення сфери використання рекуперативних систем. Відмінною особливістю транспортних бортових рекуперативних систем є те, що їх ефективність зростає з підвищенням нерівномірності руху або ритму роботи.

Так, для транспортних засобів з електричною тягою (гібридних транспортних засобів) особливий інтерес представляє бортова реалізація рекуперативної системи на самоскидах при роботі в кар'єрах або маршрутних автобусах великої місткості при русі на спуск в складних умовах експлуатації, при постійній зміні параметрів руху і навантажень на силові агрегати. Крім того, для описаних транспортних засобів рекуперация може використовуватися для підтримки робочих параметрів автомобілів в допустимих межах. Значний інтерес також представляє спільне використання рекуперативної системи

електричної енергії на борту транспортного засобу з використанням систем прогріву на основі теплових акумуляторів фазового переходу. В цьому випадку оптимальну робочу температуру основних технологічних рідин і салону транспортного засобу можливо підтримувати за рахунок теплової енергії, відібраної і накопиченої раніше за рахунок теплової енергії відпрацьованих газів (ВГ) при додатковому нагріванні від системи електричної рекуперації [6].

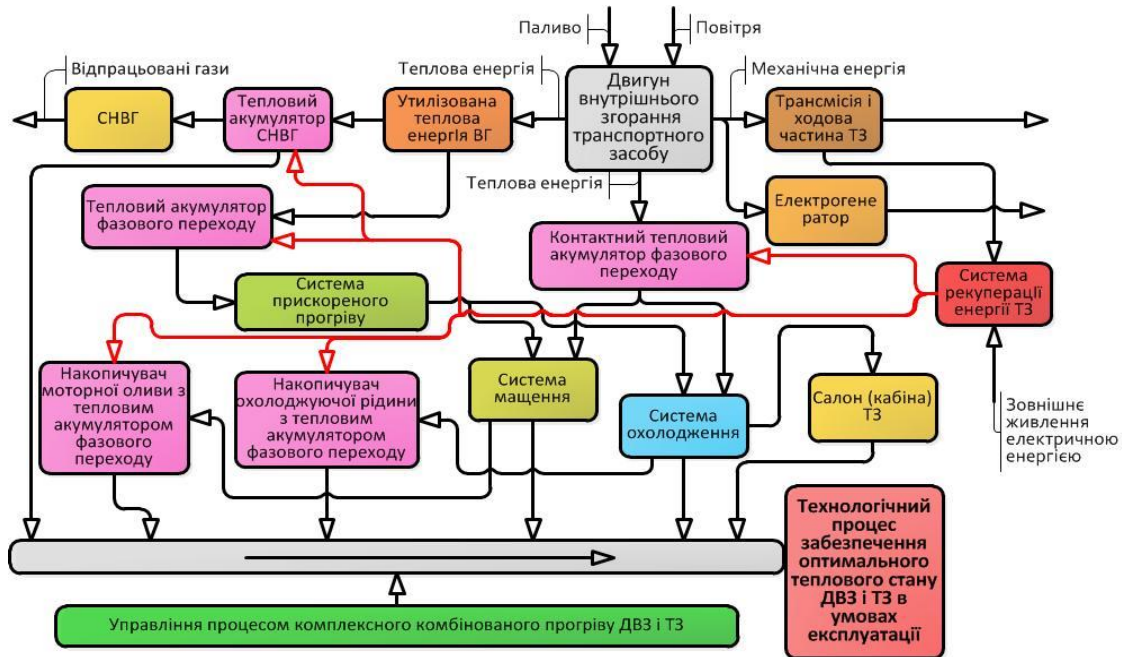


Рис. 1. Формалізована схема комбінованої утилізації теплової та електричної енергії двигуна та транспортного засобу з електричною тягою, оснащеного системою рекуперації енергії, з взаємодією основних енергетичних потоків і їх перетворенням

Обґрунтування можливості застосування і схеми системи комбінованої утилізації теплової та електричної енергії двигуна і транспортного засобу в складі системи рекуперації енергії і принцип її роботи. Для формування системи прогріву двигуна і транспортного засобу вирішено використовувати комбінацію теплових акумуляторів фазового переходу при одночасному використанні електричних нагрівачів. Особливості застосування та використання в транспортних засобах теплових акумуляторів фазового переходу описані в роботах [1–4]. Принципова схема системи комбінованої утилізації теплової енергії на основі теплових акумуляторів фазового переходу, розроблена авторами, показана в роботі [5] і на рис. 2. В [5] описані особливості роботи складових (компонентів) системи комбінованої утилізації теплової енергії і процесу формування теплової підготовки транспортного двигуна і транспортного засобу. Описана в [5] система комбінованої утилізації теплової енергії транспортного двигуна і

транспортного засобу (рис. 2) складається з наступних підсистем: прискореного прогріву двигуна (СППД), утилізації теплової енергії ВГ з ТА фазового переходу (СУТТА), контактної теплової акумулятора (КТА), накопичувача моторного масла з тепловим акумулятором (НМОТА), накопичувача охолоджуючої рідини з тепловим акумулятором (НОРТ), ТА каталізатора системи нейтралізації ВГ (ТАСНВГ). Система комбінованої утилізації теплової енергії транспортного двигуна і транспортного засобу виконує частину функцій систем охолодження, змащення і випуску ВГ, а також здійснює визначальний вплив на перебіг робочого процесу транспортного двигуна і салону транспортного засобу [5].

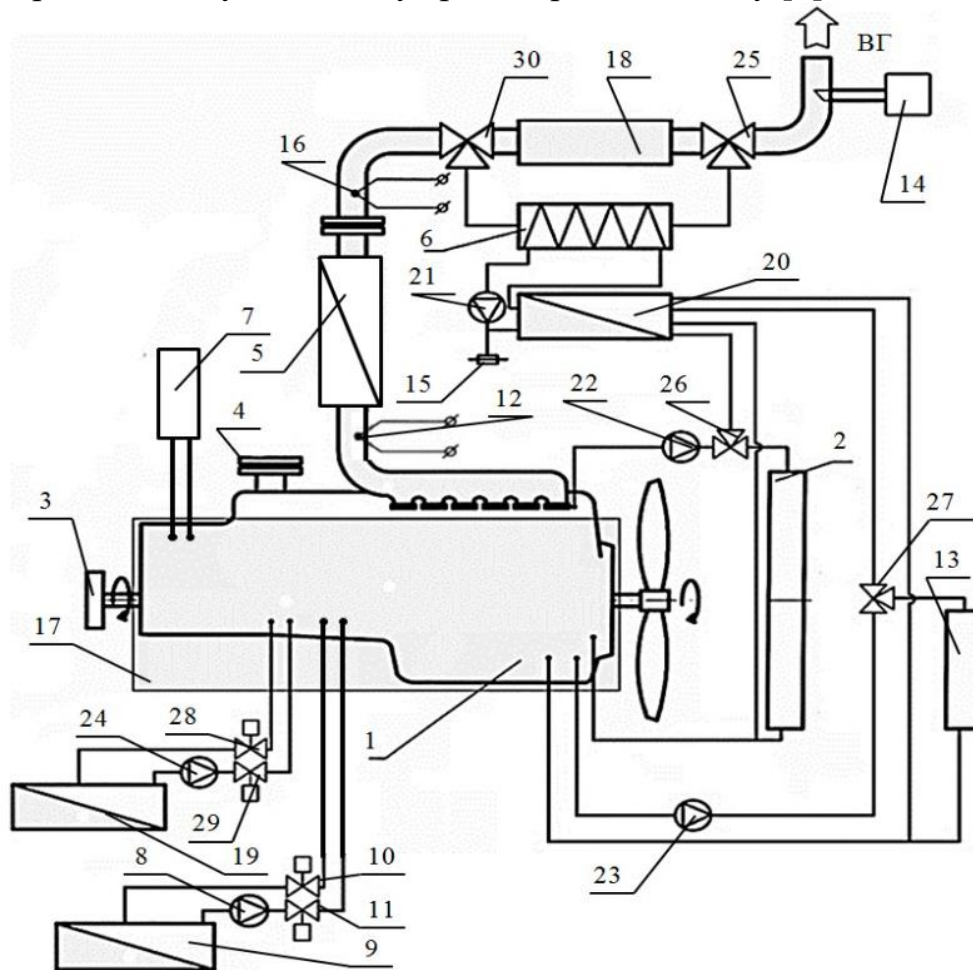


Рис. 2. Схема системи комбінованої утилізації теплової енергії транспортного двигуна та транспортного засобу [5]

Усі перераховані підсистеми можуть працювати спільно у складі та за алгоритмом роботи системи комбінованої утилізації теплової енергії, або окремо одна від одної з виконанням властивих їм особистих функцій [5,6]. Принцип роботи комплексної системи комбінованого прогріву в режимі накопичення теплоти в цілому полягає в комплексному накопиченні теплової енергії, а саме

накопиченні теплової енергії саме ВГ тепловим акумулятором фазового переходу підсистеми утилізації теплової енергії ВГ, в накопиченні теплової енергії двигуна у вигляді конвекції і теплового випромінювання контактним тепловим акумулятором транспортного двигуна під час експлуатації. Означена «вільна» тепла енергія утворюється при згоранні палива в процесі роботи ДВЗ і викидається в атмосферу та не перетворюється на корисну роботу.

Результатів спільного використання систем комбінованої утилізації теплової енергії на основі теплових акумуляторів фазового переходу і систем рекуперації енергії транспортних засобів з електричною тягою для теплової підготовки двигунів і транспортних засобів в холодних умовах експлуатації нами не виявлено [7–9].

На рис. 1 представлена формалізована схема об'єкту дослідження – системи комбінованої утилізації теплової енергії із взаємодією основних енергетичних потоків і їх перетворенням від входу до виходу системи.

У даній системі основним джерелом первинної енергії транспортного двигуна є органічне паливо та повітря, призначені для роботи поршневого двигуна транспортного засобу (рис. 1). Як джерело енергії системи комбінованої утилізації теплової енергії: для роботи теплових акумуляторів фазового переходу підсистеми утилізації теплової енергії відпрацьованих газів і теплового акумулятора фазового переходу системи нейтралізації відпрацьованих газів використовується теплота відпрацьованих газів двигуна, а для роботи контактного теплового акумулятора – теплота двигуна у вигляді конвекції і теплового випромінювання в процесі експлуатації, а крім цього, для всіх теплових акумуляторів фазового переходу електрична енергія з системи рекуперації транспортного засобу з електричною тягою. Всі складові системи за своїм енергетичному потенціалу і питомою вагою нижче основної, однак, діючи системно за певним алгоритмом, дозволяють створити більш гнучку і адаптовану систему для виконання властивих їй функцій в умовах експлуатації.

Механічна робота, яка генерується транспортним двигуном, використовується для подальшого перетворення: у трансмісії й ходової частини транспортного засобу для руху й гальмування; в електроенергію від електрогенератора двигуна й від системи рекуперації транспортних засобів з електричною тягою при гальмуванні для приводу машин і механізмів, додаткової зарядки елементів системи комбінованої утилізації теплової енергії, у тому числі, і на власні потреби транспортного засобу.

Основним завданням при проведенні досліджень став розгляд питань використання утилізованої електричної енергії в складі

системи комбінованої утилізації теплової та електричної енергії транспортного двигуна і транспортного засобу в реальних умовах експлуатації, а також вплив процесів рекуперації на роботу системи комбінованої утилізації теплової енергії транспортного двигуна і транспортного засобу [6 – 12].

Методика формування циклу забезпечення теплової підготовки двигуна і транспортного засобу в умовах експлуатації з використанням системи комбінованої утилізації теплової енергії на основі теплових акумуляторів. Застосування системи комбінованої утилізації теплової та електричної енергії на основі теплових акумуляторів для транспортного двигуна і гібридного ТЗ дає можливість виконувати:

- швидкий передпусковий прогрів двигуна ТЗ без його пуску від фазоперехідного ТА СУТТА та підсистеми СППД на рівні 40–60 °С,

- швидкий прогрів до температури, при якій можливе навантаження двигуна ТЗ,

- скоротити час прогріву до оптимальної, з точки зору робочого процесу двигуна ТЗ, температури ОР і МО (на рівні 85±5 (95±2) °С) та підтримувати її на заданому рівні,

- швидкий прогрів салону гібридного ТЗ до температури, при якій можлива експлуатація ТЗ без використання високовольтної батареї;

- забезпечувати стаке підтримання температури двигуна ТЗ під час зупинки (в міжзмінний період) до температури 40–50 °С без його роботи в режимі холостого ходу;

- забезпечувати стаке підтримання температури високовольтної батареї гібридного ТЗ в умовах експлуатації за низьких температур.

Одним з основних питань організації передпускового і післяпускового прогріву двигуна до температури, що дозволяє здійснювати приймання навантаження після пуску, забезпечення зберігання двигуна і гібридного ТЗ в міжзмінний період в тривалому інтервалі часу і забезпечувати температурний стан високовольтної батареї і салону ТЗ в межах умов експлуатації, є вибір режимів роботи системи теплової підготовки на основі теплових акумуляторів [13, 14]. Ці режими мають відповідати експлуатаційним вимогам до транспортного двигуна і салону гібридного ТЗ. Зважаючи на те, що питання прискореної теплової підготовки перед пуском двигуна гібридного ТЗ для здійснення руху і виконання встановленої роботи має першочергове значення для організації їх застосування, то доцільно в якості основних режимів теплової підготовки використовувати спеціально розроблений цикл передпускової і післяпускової теплової підготовки двигуна і гібридного ТЗ, оснащеного тепловими

акумуляторами (рис. 3).

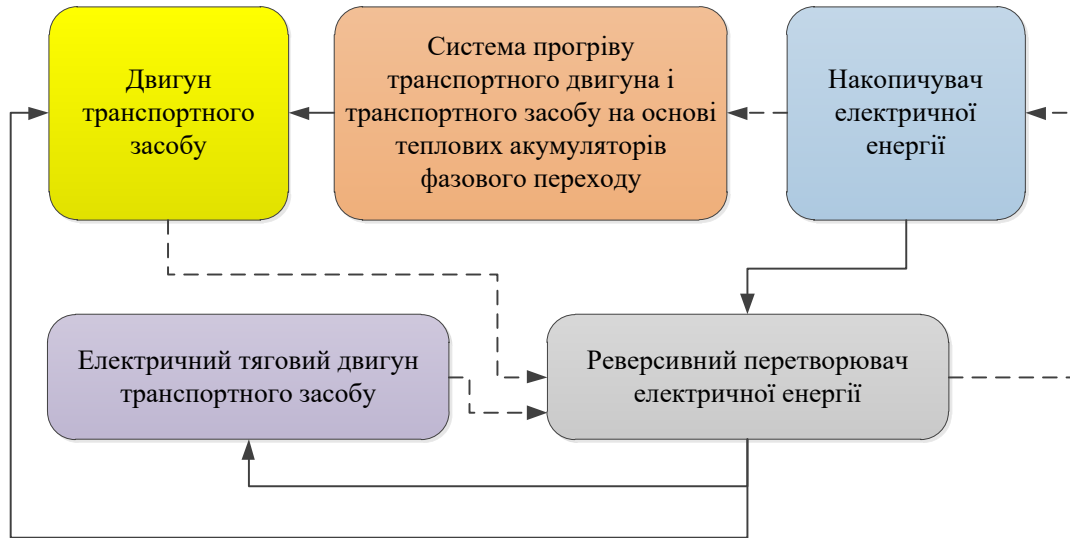


Рис. 3. Схема функціональної реалізації системи рекуперації енергії на транспортному засобі з електричною передачею і утилізацією теплової енергії в процесах накопичення енергії (пунктирні лінії) і реалізації накопиченої енергії (суцільні лінії)

Авторами розроблено цикл забезпечення теплової підготовки підсистем гібридного транспортного засобу, який складається з послідовних стадій накопичення теплоти в процесах зарядки ТА різними джерелами енергії гібридного транспортного засобу, її зберігання та використання (розрядка ТА) для прискореного прогріву окремих підсистем гібридного транспортного засобу: ДВЗ, салону транспортного засобу, високовольтної батареї і інші описані в [13, 14].

Результати використання різних складових комплексної системи комбінованого прогріву на транспортному засобі достатньо повно описано в [5, 6]. Для оцінки спільної дії в ТА фазового переходу КСКП теплової енергії електричних нагрівачів, відпрацьованих газів, теплоносіїв транспортного двигуна на процеси його теплової підготовки потрібно додаткове дослідження.

В цілому можливо впевнено стверджувати, що використання накопиченої в конденсаторах надвеликої ємності електричної енергії для забезпечення зарядки ТА фазового переходу дозволяє диверсифікувати енергетичні потоки забезпечення роботоздатності ТА в процесах експлуатації ТЗ, що змінюються.

Висновки. Дослідження на фізичній моделі бортової системи рекуперації з утилізацією енергій в транспортних засобах з електричною тягою підтвердили можливість забезпечення утилізації різних видів енергії в теплових акумуляторах фазового переходу і

подальше її використання для теплової підготовки різних підсистем гібридних транспортних засобів, що дозволяє істотно підвищити ефективність їх експлуатації. В роботі була досліджена система комбінованої утилізації теплової та електричної енергії в теплових акумуляторах фазового переходу. Отримана в процесі експлуатації гібридного ТЗ енергія може використовуватися для зарядки ТА від теплової енергії відпрацьованих газів, охолоджуючої рідини і моторного масла двигуна внутрішнього згорання. Також використовується електрична енергія, яка утилізується системою рекуперації при гальмуванні гібридного транспортного засобу. Представлений розроблений цикл забезпечення теплової підготовки підсистем гібридного транспортного засобу.

Виявлено, що використання накопиченої в конденсаторах надвеликої місткості електричної енергії для забезпечення зарядки ТА дозволяє диверсифікувати енергетичні потоки забезпечення працездатності ТА в умовах, що змінюються експлуатації та здійснювати без паливної передпусковий прогрів ДВЗ і салону гібридного транспортного засобу без використання високовольтної батареї в умовах низьких температур.

Література:

1. Матейчик В. П. Системний підхід до аналізу структурних схем енергоустановок транспортних засобів / В. П. Матейчик // Вісник НТУ “ХПІ” №7(т.2). – Харків, НТУ“ХПІ”. –2002. – С.162–167.

2. Вашуркин И.О. Тепловая подготовка и пуск ДВС мобильных транспортных и строительных машин зимой / *Вашуркин И. О.* – СПб.: Наука, 2002. – 145 с.

3. Шульгин В.В. Система предпускового разогрева двигателя городского автобуса с применением теплового аккумулятора / В.В. Шульгин // Организация и безопасность дорожного движения в крупных городах: Сб. докл. 5–й между нар. конф. 19–20 сентября 2002 г. / СПб. гос. архит.–строит. ун–т. – СПб., 2002. – С. 372–375.

4. Лосавио Г.С. Пуск автомобильных двигателей без разогрева / Г.С. Лосавио. – М.: Транспорт, 1965. – 103 с.

5. Gritsuk, I., Volkov, V., Gutarevych, Y., Mateichyk, V., and Verbovskiy V. ‘Improving Engine Pre–Start And After–Start Heating by Using the Combined Heating System,’ SAE Technical Paper 2016–01–8071, 2016, doi:10.4271/2016–01–8071.

6. Системи прогріву двигунів внутрішнього згорання: основи функціонування: монографія / Волков В. П., Грицук І. В., Гутаревич Ю. Ф., Александров В. Д., Поддубняк В. Й., Прилепський Ю. В., Комов П. Б., Адров Д. С., Вербовський В. С.,

Краснокутська З. І., Волкова Т. В. – Донецьк: ЛАНДОН–XXI, 2015.– 314 с.

7. Falendysh, A. Calculation of the Parameters of Hybrid Shunting Locomotive / A. Falendysh, P Kharlamov, O Kletska, N Volodarets // Transportation Research Procedia Volume 14, 2016, Elsevier B.V. Pp. 665–671. – DOI: 10.1016/j.trpro.2016.05.32.

8. Falendysh, A. The impact of the type of operation on the parameters of a shunting diesel locomotive with hybrid power plant / A. Falendysh, M. Volodarets, V. Hatchenko, O. Kletska // MATEC Web of Conferences: BulTrans–2017: 9th International Scientific Conference on Aeronautics, Automotive and Railway Engineering and Technologies. – 2017. – Vol. 133. – Article number 03003. – 4 p. – DOI: 10.1051/mateconf/201713303003.

9. Volodarets, M. Determination Parameters of a Hybrid vehicle in Its Life Cycle / M. Volodarets, O. Kletska, V. Hatchenko, D. Shuleshko, O. Kosariev // International Journal of Engineering & Technology. – 2018. – Vol. 7, №. 4.3. – Pp. 339–343. – DOI: 10.14419/ijet.v7i4.3.19830.

10. Morosuk T. Morosuk C., Bishliaga S. ‘Thermodynamic analysis of traditional and alternative heating systems for Ukraine’ // In: Advances in Energy Studies. Reconsidering the Importance of Energy, Eds. Ulgiati, S., Brown, T.M., Giampietro, V., Herendeed, R.A. and Mayumi, K. (SGEditoriali, Padova). – 2003. – P. 381–388.

11. Баласаян Г.А. Оценка эффективности интегрированных когенерационных систем // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2006. – № 3. – с. 9–12.

12. Карнаухов Н.Н., Пустовалов И.А., Яркин А.В. Тепловой аккумулятор для поддержания пусковой температуры ДВС в период межсменной стоянки строительной машины в зимний период // Отраслевой журнал «Автотранспортное предприятие». 2010, ноябрь. М.: НПП Транснавигация, Минтранс России. С. 45–48.

13. Патент № 75811 Україна, МПК (2012.01) F01P 3/22 (2006.01), Система регулювання температури охолоджуючої рідини двигуна внутрішнього згорання з утилізацією теплоти тепловим аккумулятором транспортного засобу, оснащеного системою рекуперації електричної енергії / Гришук І.В., Прилепський Ю.В., Краснокутська З.І. / (Україна); Заявник і патентовласник Національний транспортний ун–т. № u2012 07571; заяв.20.06.2012; опубл. 10.12.2012, Бюл. №23.– 4с.:іл.

14. Гутаревич Ю.Ф. Особливості алгоритму роботи системи передпускового прогріву газового двигуна в процесі здійснення пуску і прогріву / Ю.Ф. Гутаревич, І.В. Гришук, В.С. Вербовський, З.І. Краснокутська // Вісник СевНТУ. Збірник наук. праць. Серія:

Машиноприладобудування та транспорт. – Севастополь: СевНТУ, 2013 – Випуск 143/2013., – с.53–57.

ОСОБЕННОСТИ МОДЕЛИРОВАНИЯ И ФОРМИРОВАНИЯ В ЭКСПЛУАТАЦИИ ТЕПЛОЙ ПОДГОТОВКИ ДВИГАТЕЛЯ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА НА ОСНОВЕ ТЕПЛОВЫХ АККУМУЛЯТОРОВ ФАЗОВОГО ПЕРЕХОДА

І.В. Грицук, М.В. Володарець, Д.С. Погорлецький, Д.В. Курносенко
Д.І. Левченко

Аннотация – использование разных видов энергии в фазово–переходных тепловых аккумуляторах и ее дальнейшее использование для теплового развития разных подсистем гибридных транспортных средств позволяет значительно повысить их эксплуатационную эффективность. Предложена система комбинированного использования тепловой и электрической энергии в фазово–переходных тепловых аккумуляторах (ТА). Для зарядки ТА используется тепловая энергия выхлопных газов, охлаждающая жидкость и моторное масло двигателя внутреннего сгорания, а также электрическая энергия, которая используется системой рекуперации энергии при торможении автомобиля. Он состоит из последовательных этапов накопления тепла при зарядке ТА от разных источников энергии гибридного транспортного средства, его хранения и использования для быстрого нагрева отдельных подсистем транспортного средства. Особенности оборудования и технологии использования исследуемой системы подбираются в зависимости от эксплуатационных требований, климатических условий и назначения транспортного средства.

FEATURES OF THE MODELING AND HEAT PREPARATION FORMING IN OPERATION OF THE VEHICLE ENGINE, BASED ON THERMAL PHASE ACCUMULATORS

Gritsuk I., Volodarets N., Pohorletskyi D., Kurnosenko D., Levchenko D.

Summary

The use of various types of energy in phase–transient thermal accumulators and its further use for the thermal development of various subsystems of hybrid vehicles can significantly improve their operational efficiency. A system for the combined use of thermal and electrical energy in phase–transient thermal batteries (TA) is proposed. For TA charging, exhaust heat energy, coolant and engine oil of an internal combustion engine are used, as well as electrical energy that is used by the energy recovery system when braking a car. It consists of successive stages of heat accumulation during charging of TA from various sources of energy of a hybrid vehicle, its storage and use for the rapid heating of individual vehicle subsystems. Features of the equipment and technology of use of the system under study are selected depending on the operational requirements, climatic conditions and the purpose of the vehicle.

ЗМІСТ

<i>Лур'є З.Я., Панченко А.І., Цента Є.М.</i> Динаміка мехатронних гідроагрегатів мобільних машин зі зворотним зв'язком по зусиллю	3
<i>Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А.</i> Обґрунтування кінематичних схем розподільних систем гідромашин планетарного типу	29
<i>Андренко П.М., Клітної В.В., Кулініч К.О., Ендеко В.В.</i> Енергоефективний пристрій для змішування рідини з повітрям	49
<i>Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Волошин А. А.</i> Модель гідравлічного приводу мехатронної системи	58
<i>Кюрчев С.В., Колодій О.С., Бурдін В.С.</i> Аналіз пневмосепараторів	83
<i>Паламарчук І.П., Кюрчев С.В., Кюрчева Л.М., Верхованцева В.О.</i> Обґрунтування конструкції та принципу роботи віброаспіраційного сепаратора	98
<i>Журавель Д.П.</i> Моделювання процесу зношування прецизійних пар паливних систем мобільної техніки при експлуатації на біодизелі	107
<i>Сосик А.Ю., Дударенко О.В., Щербина А.В., Артюх О.М.</i> Обґрунтування методів визначення експлуатаційних показників двигунів внутрішнього згорання машино–тракторних агрегатів	119
<i>Васильченко Д.Р., Головін А.М., Гречка І.П., Зарубіна А.О., Хованський С.О.</i> Модернізація консольного насоса 3ко32–150 шляхом скорочення кількості ступенів	128
<i>Boltyanska I.</i> Ways of increasing competitiveness enterprises of olive–food industry	148
<i>Болтянський Б.В., Гвоздєв О.В., Дереза С.В.</i> Обґрунтування конструктивного виконання змішувача компонентів комбікормів на основі побудови його морфологічної моделі	154
<i>Чернишева Л.М., Бойко С.Б.</i> Властивості вогнетривів на основі шламів гальванічних підприємств та електрорунду	163
<i>Болтянська Н.І.</i> Щодо питання забезпечення ефективного застосування ресурсозберігаючих технологій та фермах великої рогатої худоби	170

<i>Кузьміна Т.М., Парієв А.О., Болтянський Б.В.</i> Тенденції вдосконалення обладнання для роздачі кормів відлученим поросяттям	179
<i>Мовчан С.І., Болтянська Н.І., Болтянський О.В.</i> Змішувачі двокомпонентних рідин, рідинних середовищ і реагентів у воді	190
<i>Мовчан С.І.</i> Удосконалення системи автоматичного заповнення напірної мережі дощувальних машин	198
<i>Милаєва І.І., Волошин А.А.</i> Разновидность двигателей внутреннего сгорания	206
<i>Болтянська Н.І., Болтянський О.В.</i> Порівняння традиційних систем опалення з локальним інфрачервоним опаленням в системі локального обігріву споруд на свинарських фермах	215
<i>Калініченко Д.Ю., Rogovський І.Л.</i> Моделювання циклів технологічного обслуговування зернозбиральних комбайнів	224
<i>Бежун О.А., Ачкевич В.І., Чуба С.В.</i> Аналіз напрямку розвитку рушіїв сільськогосподарської техніки	237
<i>Хмельовський В.С., Потапова С.Є.</i> Технологічні та технічні передумови приготування якісної кормо суміші для ВРХ	247
<i>Стефановський А.Б.</i> Аналіз ряду рекомендацій о расчёте расхода рабочей жидкости подшипниками скольжения автотракторных двигателей	257
<i>Болтянский О. В., Стефановський А.Б.</i> Особенности цилиндрического подшипника скольжения как гидравлического устройства	272
<i>Самойчук К.О., Ковальов О.О., Лубко Д.В.</i> Моделювання параметрів струминного гомогенізатора молока щілинного типу	285
<i>Гришук І.В., Володарець М.В., Погорлецький Д.С., Курносенко Д.В., Левченко Д.І.</i> Особливості моделювання та формування в експлуатації теплової підготовки двигуна транспортного засобу на основі теплових акумуляторів фазового переходу	294

Наукове фахове видання

Праці

Таврійського державного агротехнологічного університету

Випуск 18, том 2

Свідоцтво про державну реєстрацію
Міністерство юстиції
КВ 13503–2387 ПР від 03.12.2007 р.

Відповідальний за випуск – д.т.н., проф. Панченко А.І.

Підписано до друку _____. друк Rizo. Друкарня ТДАТУ.
10,2 умов. друк. арк. тираж 100 прим.

73312 ПП Верескун.
Запорізька обл., м.Мелітополь,
вул.Михайла Грушевського,10
тел. (6192) 6–88–38