

Вираз (10) підтверджує, що потужність приводу запропонованого подрібнювального механізму значно менша потужності приводу традиційного барабанного різального апарата.

**Висновки.** 1. Різальний апарат, що запропоновано, забезпечує ковзне по вздовжнє і поперечнє різання потоку матеріалу з мінімальними динамічними навантаженнями, більш сталий заданий розмір часток подрібненого матеріалу і нейтралізує осьові навантаження на опори барабана.

2. Виконані теоретичні викладки підтверджують перевагу цього різального апарату над традиційним барабанним.

#### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Мельников С.В. Механизация и автоматизация животноводческих ферм. – Л.: Колос, 1978.
2. Завражнов А.И., Николаев Д.И. Механизация приготовления и хранения кормов. – М.: Агропромиздат, 1990.

---

УДК 631.3.001.4

Козаченко О.В., Блезнюк О.В., Басенко Л.І.

### МЕТОДИ ЗМЕНШЕННЯ ВТРАТ РОБОЧОЇ РІДИНИ У ГІДРОПРИВОДАХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

Для минимизации потерь рабочей жидкости при аварийных разгерметизациях гидроприводов машин рассчитана зависимость величины снижения рабочей жидкости в гидробаке от производительности гидронасоса.

#### METHODS OF REDUCTION OF LOSSES OF OPERATING FLUID IN FLUID DRIVES OF FARM MACHINES

For minimization of losses of operating fluid at abnormal depressurizations of fluid drives of machines dependence of size of reduction of operating fluid in a hydraulic reservoir on efficiency of a hydraulic pump is calculated.

Сучасні машини обладнані об'ємними гідроприводами, що забезпечують роботу протягом 8-12 тисяч мотогодин. Динамічні показники об'ємних гідроприводів виключають негативний вплив нерівномірності передачі крутного моменту на надійність робочих органів машин.

Одним з недоліків гідросистем є втрати робочої рідини під час розривів трубопроводів. Ці втрати особливо відчутні для потужних гідравлічних систем, які мають великі ємності для робочої рідини та працюють із значним робочим тиском.

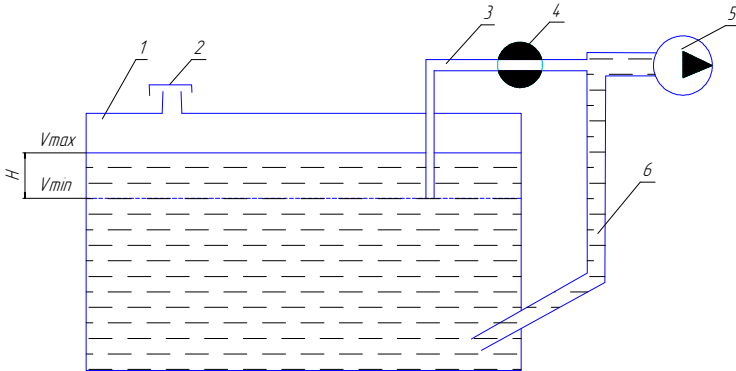
Сучасні пристрої і системи для зменшення втрат робочої рідини при аварійній розгерметизації гідроприводів машин мають різні конструктивні особливості та технічні характеристики.

Система аварійного захисту гідроприводу, робота якої заснована на пневмогідравлічному ефекті розриву потоку робочої рідини, показана на рис. 1 [1].

Така система аварійного захисту гідросистеми включає додаткову відбірну трубу 3, що встановлена на верхній кришці гидробаку, нижній кінець якої занурений у робочу рідину до мінімально допустимого технологічного рівня, а вер-

хній – з'єднаний з відбірною трубою 6 вище максимального рівня робочої рідини. Додаткова відбірна труба 3 обладнана краном 4.

При нормальній роботі гідравлічної системи робоча рідина по відбірній 6 і додатковій 3 трубах при відкритому крані 4 відбирається гідронасосом 5 і надходить до споживачів, а потім зливається у гідробак 1.



1 – гідробак; 2 – сапун; 3 – додаткова відбірна труба; 4 – кран; 5 – гідронасос; 6 – відбір-  
на труба

Рис. 1 – Система аварійного захисту гідросистеми

Під час розгерметизації трубопроводів лінії нагнітання частина робочої рідини втрачається і не повертається у гідробак, тому рівень рідини у гідробаці 1 знижується. Коли рівень робочої рідини досягає нижнього кінця додаткової відбірної труби 3, до неї потрапляє повітря з газового простору гідробаку та атмосфери через сапун 2. При надходженні повітря у додаткову відбірну трубу 3 припиняється відбір робочої рідини з гідробаку 1. Працездатність гідросистеми може бути відновлена після усунення причини розгерметизації, якщо перекрити кран 4.

Недоліком вказаної системи захисту є відносно велике заглиблення додаткової відбірної труби у робочу рідину гідробаку, що впливає на обсяг її втрат при розгерметизації системи.

На буяркозбиральному комбайні КС-6Б впроваджено систему аварійного захисту гідроприводу трансмісії, яку представлено на рис. 2 [2].

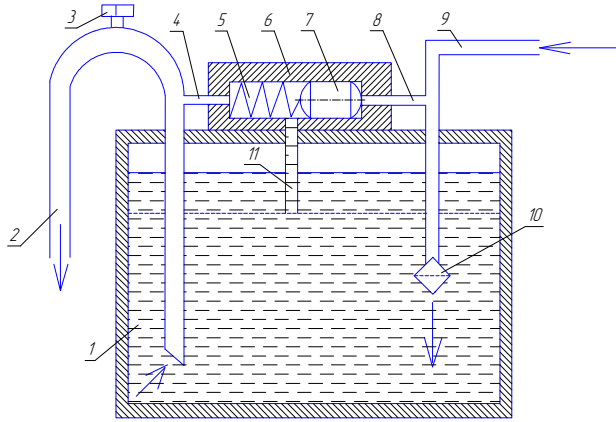
При непошкодженому гідроприводі робоча рідина з гідробаку 1 надходить до споживачів через відбірну трубу 2 і повертається у гідробак 1 по зливній трубі 9 через фільтр 10. При цьому у зливній трубі 9 виникає надлишковий тиск, а у висхідній гілці сифону відбірної труби 2 він зменшений. Вказаний перепад тиску забезпечує стискання пружини 5, клапан 7 переміщується у бік сифона відбірної труби 2 і перекриває порожнину додаткової відбірної труби 11.

Таким чином, у робочому режимі гідроприводу гідравлічний зв'язок між відірною 2 і додатковою відірною 11 трубами відсутній.

Під час аварійного розриву гідрошлангів напірної магістралі та розгерметизації гідроприводу припиняється подача робочої рідини у гідробак 1 через злив-

ну трубу 11. Внаслідок зменшення тиску пружина 5 переміщує клапан 7 вправо, гідравлічно з'єднуючи відбірну 2 і додаткову відбірну 11 труби.

Рівень робочої рідини у гідропаці 1 знижується до рівня занурення додаткової відбірної труби 11. Коли повітря через порожнину клапана 7 і канал 4 поступає у сифон відбірної труби 2, відбувається розрив потоку робочої рідини і її відкачування з гідропаку 1 через відбірну трубу 2 припиняється.



1 – гідропак; 2 – відбірна труба; 3 – пробка; 4, 8 – з'єднувальні канали; 5 – пружина; 6 – корпус; 7 – клапан; 9 – зливна труба; 10 – фільтр; 11 – додаткова відбірна труба  
Рис. 2 – Гідропак з системою аварійного захисту гідросистеми

На основі аналізу конструкцій системи аварійного захисту можна сформулювати мету досліджень наступним чином.

Для мінімізації втрат робочої рідини при аварійній розгерметизації гідроприводів необхідно поліпшувати конструкції складових елементів системи захисту. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- визначити оптимальну площу перерізу патрубків допоміжної відбірної труби;
- визначити залежність величини зниження рівня робочої рідини у гідропаці при її ежекційному відкачуванні від продуктивності гідронасосу.

Сучасну систему об'ємного гідроприводу машини можна подати у вигляді блок-схеми (рис. 3). Вона складається з гідропаку 1, відбірного патрубка 2, гідронасосної установки 3, магістралі високого тиску 4, виконуючого механізму 5 та зливної магістралі 6.

За умовами експлуатації гідравлічних систем об'єм робочої рідини, що знаходиться в гідропаці, вибирається таким, що дорівнює 2-3-хвилинній продуктивності гідронасосу [3]. У більшості конструкцій в ньому знаходиться основна маса робочої рідини гідравлічної системи.

У статичному режимі, коли гідронасосна установка відключена, основні втрати робочої рідини виникають при пошкодженні корпусу гідропаку нижче рівня його заповнення робочою рідиною і при розгерметизації відбірного патрубка. У цьому випадку час витікання робочої рідини через отвір визначається за відомими залежностями [3, 4, 5], які використовують при розрахунках параметрів витіку рідини через малі отвори у тонкій стінці та через короткі труби.

Під час роботи гідравлічної системи гідронасосна установка 3 через забірний патрубок 2 відбирає робочу рідину з гідробаку 1 і по магістралі високого тиску 4 направляє її до виконуючого механізму 5. Відпрацьована робоча рідина через зливну магістраль 6 направляется для охолодження, очищення та повітровідокремлення у гідробак 1.

Пошкодження відбірного патрубку призводить до підсмоктування у струмисьї робочої рідини повітря, оскільки гідронасосна установка створює розрідження у цьому патрубку. Розгерметизація магістралей 4 та 6 призводить до втрат робочої рідини у гідробаці 1 до рівня розташування забірного патрубку 2. Швидкість витoku рідини залежить від площі перерізу пошкодження та перепаду тиску у магістралі по відношенню до атмосферного тиску.

Однак і на мінімально допустимому рівні відбувається ежекційний відбір робочої рідини разом з повітрям до кінцевого рівня, після чого відкачується тільки повітря.

Таким чином, дана конструкція системи захисту забезпечує повне припинення відкачування робочої рідини при досягненні кінцевого рівня, що розміщений нижче мінімально допустимого. На рис. 4 наведено спрощену розрахункову схему системи захисту сифонного типу.

Процес роботи системи захисту складається з трьох етапів:

- перший – відкачування робочої рідини від максимально допустимого до мінімального, тобто рівня гідравлічного з'єднання висхідної гілки сифону відбірної труби та додаткової відбірної труби;
- другий – ежекційне відкачування повітряно-масляної емульсії від мінімально допустимого рівня до рівня заглиблення додаткової відбірної труби;
- третій – відкачування повітря.

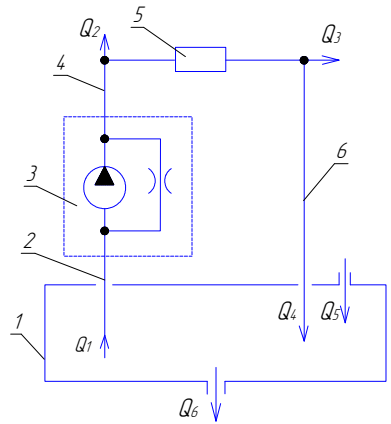
За умови трьох етапного процесу роботи системи захисту, зниження рівня робочої рідини гідроприводу визначається за формулою:

$$H = a + b + c, \quad (1)$$

де  $a$  – інтервал між рівнями робочої рідини у гідробаці, що визначає перший етап роботи системи захисту;

$b$  – інтервал від мінімального допустимого рівня до рівня заглиблення допоміжної відбірної труби;

$c$  – інтервал між рівнями робочої рідини від рівня заглиблення додаткової забірної труби до рівня забору робочої рідини відбірною трубою 2.



1 – гідробак; 2 – відбірний патрубок; 3 – гідронасосна установка; 4 – магістраль високого тиску; 5 – виконуючий механізм; 6 – зливна магістраль  
Рис. 3 – Блок-схема об'ємного гідроприводу

Витрати робочої рідини на першому етапі залежать від конструктивних параметрів системи захисту у гідробаці:

$$V_a = a \cdot S, \tag{2}$$

де  $S$  – площа перетину гідробацьки, м<sup>2</sup>.

Величина  $b$  залежить від різних факторів (продуктивності гідронасосу, площі перерізу патрубку, густини робочої рідини та ін.).

Втрати на другому етапі розраховуються за формулою:

$$V_b = b \cdot S. \tag{3}$$

З метою мінімізації втрат визначають величину зниження рівня робочої рідини у гідробаці при ежекційному відкачуванні з урахуванням вказаних факторів:

$$b = \frac{P}{g \cdot \rho_o}, \tag{4}$$

де  $P$  – розрідження повітря у патрубці, Па;  
 $\rho_o$  – густина робочої рідини, кг/м<sup>3</sup>.

Розрідження визначається з рівняння балансу повітря:

$$P = P_a - \frac{1}{\rho_o} \left( \frac{P_a \cdot B}{Q} \right)^2 \left( \sqrt{1 - \frac{2 \cdot \rho_n \cdot Q^2}{P_a \cdot B^2}} - 1 \right). \tag{5}$$

Тоді  $b$  визначається за формулою:

$$b = \frac{1}{q \cdot \rho_o} \left[ P_a - \frac{B}{q \cdot \rho_n} \left( \frac{P_a}{Q} \right)^2 \cdot \left( \sqrt{\frac{B^2 + 2 \rho_n \cdot Q^2}{P_a}} \right) \right], \tag{6}$$

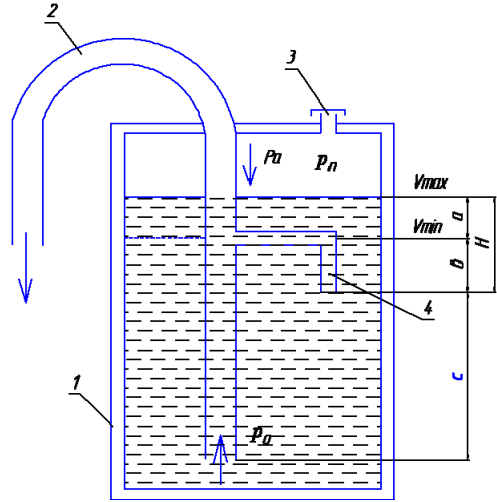
де  $P_a$  – атмосферний тиск, Па;

$B$  – площа перерізу отвору додаткової відбірної труби, м<sup>2</sup>;

$\rho_n$  – густина атмосферного повітря, кг/м<sup>3</sup>;

$Q$  – продуктивність гідронасосу, м<sup>3</sup>/год.

Розрахунки за формулою (6) проведені за умови, що параметри рідини (масла) й газу (повітря) були прийняті для температури 20°C і становили:  $\rho_o = 880$  кг/м<sup>3</sup>;  $\rho_n = 1,2$  кг/м<sup>3</sup>;  $P_a = 10^5$  Па. Розрахунки проведені для трьох ха-



1 – гідробак; 2 – відбірна труба сифонного типу; 3 – сапун; 4 – додаткова відбірна труба;  $V_{max}$ ,  $V_{min}$  – максимальний та мінімальний рівень робочої рідини у гідробаці

Рис. 4 – Схема системи захисту гідроприводу сифонного типу

рактерних продуктивностей гідронасосів: (НШ-10Е-2) – 18 л/хв.; (НШ-32У-2) – 56 л/хв.; (НШ-50-2) – 86,7 л/хв.

Діаметр отвору допоміжної відбірної труби в залежності від продуктивності гідронасосів визначено за формулою:

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \sqrt{2 \frac{K}{K+1} x \frac{P_a}{\rho_n}}}} \quad (7)$$

де  $K = 1,4$  – показник адіабати для повітря.

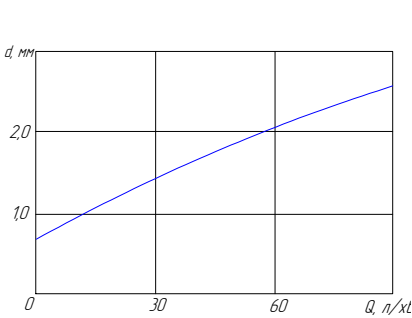


Рис. 5 – Залежність діаметру отвору допоміжної відбірної труби  $d$  від продуктивності гідронасосу  $Q$

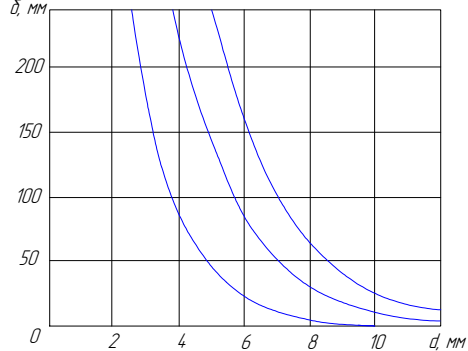


Рис. 6 – Зниження рівня робочої рідини у гідробаці в залежності від діаметра запобіжного отвору додаткової відбірної труби

Для розглянутих продуктивностей – 18; 56; 86,7 л/хв. – діаметри, відповідно, дорівнюють: 1,2; 1,8; 2,3 мм.

Аналіз залежності величини зниження рівня  $b$  робочої рідини в гідробаці від діаметру отвору допоміжної відбірної труби (див. рис. 6) показує, що при таких малих діаметрах, величина  $b$  становить більше ніж 250 мм. Такі значення  $b$  призводять до великих втрат робочої рідини при спрацюванні системи захисту гідроприводу і є нетехнологічними для конструктивного виконання гідробака в цілому.

Для конструктивного виконання допоміжної відбірної труби придатним є значення  $b$ , що знаходиться в межах 40-50 мм. При таких значеннях  $b$  діаметри запобіжного отвору додаткової відбірної труби відповідно становлять: 5, 7 і 10 мм.

Для перевірки і уточнення значень показників  $d$  є доцільним проведення експериментальних досліджень в реальних умовах експлуатації з накопиченням необхідних статистичних даних.

## Висновки

1. При аварійній розгерметизації системи гідроприводу втрати робочої рідини в значній мірі залежать від продуктивності гідронасосу машини, що необхідно враховувати при конструюванні системи захисту.

2. Для продуктивності гідронасосів в межах від 18 до 86 л/хв., раціональний діаметр допоміжної забірної труби системи аварійного захисту знаходиться в межах 5-10 мм.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. А.С. 358581 СССР. Ёмкость для жидкости / Г.А. Спиринов, В.И. Банников, Я.И. Аданаков, Л.П. Иптышев (СССР). – № 161600/24-6; Заявл. 02.02.71; Оpubл. 03.02.72, Бюл. № 34. – 1 с.
2. А.С. 1326787 СССР. Гидробак / Л.И. Басенко, И.Н. Серебряков, А.М. Антипенко, И.В. Татьяна-ко, А.Т. Лебедев, А.И. Завгородний (СССР). – № 3982020/25-06; Заявл. 04.10.85; Оpubл. 87, Бюл. № 28. – 1 с.
3. Гидравлика и гидромеханизация сельскохозяйственных процессов / Исаев А.П., Сергеев Б.И., Дидур В.А. – М.: Агропромиздат, 1990. – 400 с.
4. К определению параметров САЗГ свеклоуборочных машин. Интенсификация и автоматизация технологических процессов и работы комплексов машин для сахарной свеклы и кукурузы / Л.И. Басенко, А.М. Антипенко, А.И. Завгородний, Н.П. Олейник, М.Н. Соколенко // Научно-производственное объединение по сельскохозяйственному машиностроению НПО ВИСХОМ: Сб. науч. тр. УкрНИИСХОМ. – М., 1988. – 91 с.
5. Сборник задач по гидравлике: Учебное пособие для ВУЗов / Под ред. В.А. Большанова. – К.: Высшая школа, 1979. – 336 с.

УДК 629.113:621.431

Кухаренко П.М., Улексін В.О., Бабич О.С.,  
Яцук В.М.

## ФОРМУВАННЯ КОРЕКТОРНОЇ ДІЛЯНКИ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГАЗОДИЗЕЛЯ

Приводятся результаты разработки и испытаний устройства для регулирования подачи газа на коректорном участке характеристики газодизеля с использованием газодинамического датчика расхода воздуха.

### FORMATION OF ADJUSTING LOT OF GAS-DIESEL PERFORMANCE

Results of development and trials of the device for feed control of gas on adjusting lot of gas-diesel performance, using gas-dynamic air-flow sensor are sited.

**Постановка проблеми.** Незважаючи на давню історію розробки газодизелів, до цього часу не вирішена проблема всережимного регулювання потужності конвертованого газодизеля. Наявні регулятори або занадто складні, або не забезпечують належного протікання коректорної ділянки характеристики газодизеля, який по відношенню до газового палива являється двигуном з зовнішнім сумішоутворенням [1].

**Аналіз попередніх досліджень.** У газодизеля з постійною запальною дозою рідкого палива витрата газу на коректорній ділянці характеристики завжди повинна відповідати витраті повітря. Для забезпечення функціонування системи паливободачі застосовуються датчики витрати повітря у вигляді дифузоров, сопел Вентурі, трубок Піто, датчиків флюгерного типу та ін. [2]. Найбільшого