

РУТКЕВИЧ Володимир

Вінницький національний аграрний університет

ORCID ID: [0000-0002-6366-7772](https://orcid.org/0000-0002-6366-7772)e-mail: [v\\_rut@ukr.net](mailto:v_rut@ukr.net)

КУШНИР Віталій

Вінницький національний аграрний університет

e-mail: [v\\_kushnir@gmail.com](mailto:v_kushnir@gmail.com)

ГАНЖА Вадім

Вінницький національний аграрний університет

e-mail: [v.Ganzha@gmail.com](mailto:v.Ganzha@gmail.com)

## МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДА РІЗАКА ДЛЯ ВІДОКРЕМЛЕННЯ ТА ВИВАНТАЖЕННЯ БЛОК-ПОРЦІЇ КОРМУ ВІД КОРМОВОГО МОНОЛІТУ

Розглядається питання підвищення ефективності і якості відокремлення та вивантаження блок-порції стеблового корму від кормового моноліту в траншейному сховищі. Проаналізовано сучасні тенденції розвитку обладнання для вивантаження стеблового корму з траншейних сховищ. Представлено принципово нову конструктивно-технологічну схему різачка для відокремлення та вивантаження блок порції від кормового моноліту, що дозволяє виконувати процес вивантаження стеблового корму з траншейних сховищ згідно з зоотехнічних вимог та з врахуванням змінного технологічного навантаження на робочих органах різачка. Зазначені основні переваги використання гідравлічного привода на даного роду обладнанні та визначений недолік: окремі непов'язані між собою гідродвигуни привода різального механізму відокремлювача та гідроциліндра приводів подачі, що призводять до використання гідродвигунів завищеної потужності.

Розроблено гідравлічний привод та математичну модель гідропривода різачка для відокремлення та вивантаження силосу з траншейних сховищ, що дозволяє узгодити роботу привода ножевого механізму з його подачею. Використання запропонованого гідравлічного привода забезпечить оптимальну подачу ножевого механізму і захист гідромотора від перевантаження. Це зумовлене тим, що при відрізання стеблового корму від кормового моноліту виникають умови (промерзання, змінність фракційного складу та вологості корму, попадання сторонніх предметів та інше), коли необхідно регулювати подачу ножевого механізму.

Дана задача вирішується завдяки тому, що рідина, яка нагнітається насосом, рівномірно розподіляється об'ємним роздільником потоку між гідромотором привода ножевого механізму і поворотним гідроциліндром подачі ножевого механізму. Керування подачею ножевого механізму при необхідності здійснюється регульованим дротелем, який частково відводить рідину в бак з нагнітальної порожнини лінії поворотного гідроциліндра.

Ключові слова: силос, траншея, робочий орган, гідравлічний привод, математична модель, гідроциліндр, гідромотор, змінне навантаження.

VRUTKEYCH Volodymyr, KUSHNIR Vitaly, GANZHA Vadim

Vinnytsia National Agrarian University

## MATHEMATICAL MODEL OF THE HYDRAULIC CUTTER DRIVE FOR CUTTING AND UNLOADING THE BLOCK-PORTION OF FEED FROM THE FEED MONOLITH

The question of improving the efficiency and quality of separating and unloading a block portion of stem fodder from a fodder monolith in a trench storage is under consideration. Modern trends in the development of equipment for unloading stalk fodder from trench storages are analyzed. A fundamentally new design and technological scheme of the cutter for separating and unloading a portion block from a fodder monolith is presented, which allows for the process of unloading stem fodder from trench storages in accordance with zootechnical requirements and taking into account the variable technological load on the working organs of the cutter. The main advantages of using a hydraulic drive on this type of equipment and a certain disadvantage are indicated: separate hydraulic motors of the drive of the cutting mechanism of the separator and the hydraulic cylinder of the feed drives, which lead to the use of hydraulic motors of overpowered power.

A hydraulic drive and a mathematical model of the hydraulic drive of the cutter for the separation and unloading of silage from trench storages have been developed, which allows you to coordinate the operation of the drive of the knife mechanism with its feed. The use of the proposed hydraulic drive will ensure optimal feeding of the knife mechanism and protection of the hydraulic motor from overload. This is due to the fact that when cutting off the stem fodder from the forage monolith, conditions arise (freezing, variability of the fractional composition and moisture content of the forage, ingress of foreign objects, etc.) when it is necessary to adjust the feed of the knife mechanism.

This task is solved due to the fact that the liquid pumped by the pump is evenly distributed by the volumetric flow divider between the hydraulic motor of the blade mechanism drive and the rotating hydraulic cylinder of the blade mechanism feed. If necessary, the feed of the knife mechanism is controlled by an adjustable throttle, which partially diverts the liquid to the tank from the injection cavity of the line of the rotary hydraulic cylinder.

Key words: silo, trench, working body, hydraulic drive, mathematical model, hydrocylinder, hydromotor, change of drive.

### Постановка проблеми у загальному вигляді

#### та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями

При розробці та експлуатації гідроприводу важливим є забезпечення його енергетичної ефективності [1]. У гідравлічних системах вивантажувальних механізмів стеблового корму, як і інших вітчизняних сільськогосподарських машинах, використовуються гідроприводи постійної витрати, що виключають адаптацію виконавчих гідродвигунів до стану технологічної системи. Окремі непов'язані між собою гідродвигуни привода різального механізму відокремлювача та гідроциліндра приводів подачі призводять до використання гідродвигунів завищеної потужності. В результаті чого потужність кожного з приводів даних машин зростає до 25 кВт при умові визначення розрахунковим та експериментальним шляхом максимально необхідної потужності привода різального механізму відокремлювача в межах 4,5–

6,0 кВт, а привода подач – до 0,8 кВт [2]. Тому задача забезпечення оптимальної подачі ножового механізму від зміни технологічного навантаження на робочих органах є актуальною та своєчасною.

### Аналіз останніх джерел

Енергетична ефективність більшості промислових гідравлічних систем, в тому числі і відокремлювачів стеблового корму залежить, насамперед, від двох чинників – схемного рішення і типу насосного агрегата та режимів роботи виконавчих пристроїв [3].

Вирізаючі механізми для відокремлення блок-порції від кормового моноліту з траншейних сховищ випускають різні фірми: Strautmann, BvL van Lengerich, V. d. Heid, Vicon, Kuhn, Fella, Trioliet, Henrich Schaffer; Bressel und Lade; STOLL(Німеччина); Emily, KUHN, LUCAS. G, Jeantil, Belair(Франція); Seko, Agm(Італія); TRIOLET (Голандія); GENL(США); Maddelande(Швейцарія) та ін [4]. Дане обладнання має різне конструктивне виконання робочих органів та різні приводи, але спостерігається чітка тенденція до гідрофіксації даного обладнання у зв'язку із великою перевагою даного привода порівняно з іншими приводами [5, 6]. До недоліків гідравлічного привода даного обладнання слід віднести окремі непов'язані між собою гідродвигуни привода різального механізму відокремлювача та гідроциліндра приводів подачі, що призводять до використання гідродвигунів завищеної потужності.

Відомо багато підходів до зменшення енерговитрат в системах гідропривода. Наприклад, в гідроприводах, які працюють нетривало використовують схеми з розвантаженням насоса від тиску. Завдяки цьому зменшується експлуатаційні витрати, збільшується ККД системи та підвищується довговічність насосного агрегату [3].

На практиці поширено ряд способів узгодження роботи насосного агрегату та системи приводів: дроселюванням, розвантаженням через розподільник, використанням регульованих насосів з різними типами регуляторів (регулятор витрати, регулятор тиску, регулятор тиску і витрати, регулятор потужності), використанням гідроакумуляторів, штучним «голодуванням» насоса, машинним регулюванням, ступінчастим регулюванням, введенням штучних витоків та інше [3, 7]. Але відсутні факти впровадження в практику сільськогосподарського машинобудування систем приводів, які дозволяють змінювати режим роботи відповідно зміни стану технологічної системи. Значне перевищення потужності застосованих гідроприводів від визначених для стеблових кормів викликано можливістю перевантажень при попаданні в зону різання міжвузля кукурудзи, камінців та інших твердих включень, що при нерегульованих режимах різальних механізмів призводить до значних перевантажень, що викликає необхідність багаторазового запасу потужності таких гідроприводів [2, 8].

В різних галузях техніки використовують системи керування роботою приводів, які забезпечують адаптацію режимів їх роботи до зміни значень параметрів стану технологічної системи. В галузі металообробки широко використовуються методи керування процесами різання матеріалів, розроблені Б.С. Балакшиним та його учнями, які передбачають стабілізацію сил різання шляхом зміни в процесі обробки параметрів режиму різання. Високу ефективність даного метода керування технологічним процесом підтверджує його широке розповсюдження в практиці верстатобудування та інших машин, призначених для обробки різанням різних матеріалів. На сьогодні даний метод керування процесом різання, який забезпечує значне підвищення продуктивності при мінімальних енерговитратах не отримав розповсюдження у сільськогосподарському машинобудуванні. Запровадження засобів адаптації роботи робочих органів сільськогосподарських машин до умов їх функціонування спроможне суттєво підвищити ефективність використання даних машин.

### Формулювання цілей статті

Мета роботи – розробити математичну модель гідравлічного привода різача для відокремлення та вивантаження блок-порції від кормового моноліту, що дозволить на проєктній стадії оцінити пристосованість створюваного механізму до конкретних умов роботи.

### Виклад основного матеріалу

Принципову конструктивно-технологічну схему різача для відокремлення та вивантаження блок-порції стеблового корму від кормового моноліту представлено на рис. 1.

Навісне обладнання складається з вантажопідійомної системи навантажувача ПКУ-0,8 і нового робочого органу (різача для силосу), який містить раму 1 з виловним захватом 2, механізми подачі 5 (поворотний гідроциліндр) і приводу ножа 4 (гідромотор). Ніж 6 з приводним механізмом 4 рухається по направляючій рамці 3. Рама являє собою зварну конструкцію та складається з двох вертикальних стійок з кронштейнами кріплення до стріли навантажувача, верхнього і нижнього горизонтальних брусів. На нижньому брусі кріпляться вила 2. Для запобігання осипання корму рама має грати.

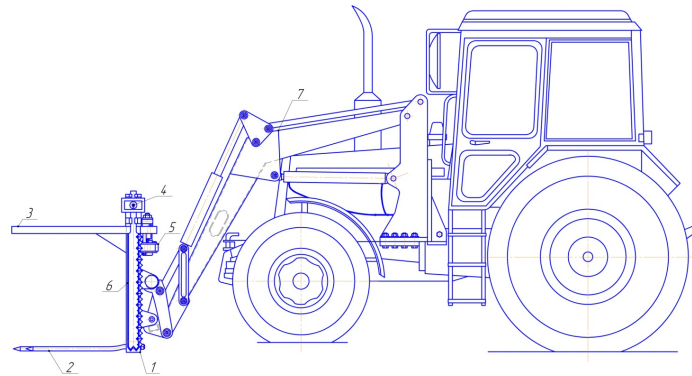


Рис. 1. Конструктивно-технологічна схема різача для силосу:  
1 – рама, 2 – вила, 3 – направляюча рамка, 4 – гідромотор, 5 – поворотний гідроциліндр,  
6 – ніж, 7 – фронтальний навантажувач

Механізм подачі 5 призначений для пересування й орієнтації ножа паралельно тракторній переміщенню. Він містить телескопічний важіль з опорним роликом, що встановлено в направляючій рамці різача (на рис. 1 не показано) для силосу і приводиться в рух від поворотного гідроциліндра 5, направляюча рамка з'єднана з верхнім брусом рами та з метою забезпечення жорсткості посилена розкосами. Ролик розташований в направляючій рамці та може перекочуватися по ній. Телескопічний важіль орієнтує ніж в площині, паралельній тракторній переміщенню ножа в будь-якій її точці.

Механізм приводу забезпечує зворотно-поступальний рух ножа 6 і містить каретку, гідромотор 4, направляючі, водило, в пазу якого розміщений ексцентрик. Він насаджений на вал гідромотора і приводить водило з ножом в коливальний рух. Каретка оснащена двома кронштейнами. Привод виконавчих гідродвигунів різача для силосу здійснюється від вільного каналу гідросистеми трактора.

Розрахункову схему гідравлічного приводу різача для відокремлення та вивантаження блок-порції стеблового корму від кормового моноліту наведено на рис. 2.

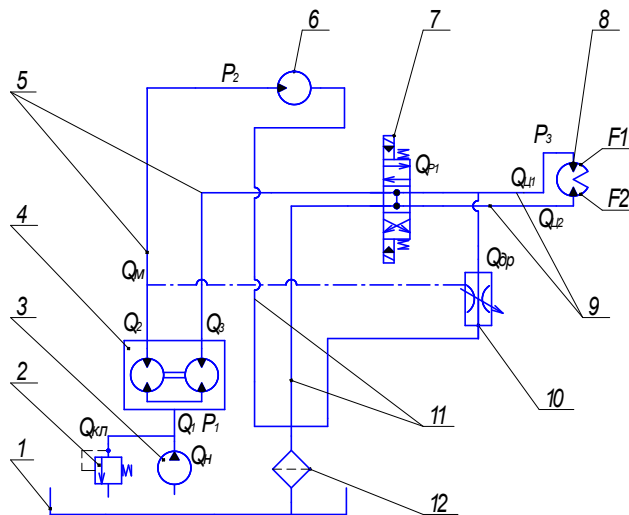


Рис. 2. Розрахункова схема гідравлічного приводу ножового механізму різача для відокремлення та вивантаження блок-порції стеблового корму від кормового моноліту: 1 – гідробак, 2 – запобіжний клапан, 3 – гідронасос, 4 – об'ємний роздільник потоку, 5 – напірна гідролінія, 6 – гідромотор, 7 – чотирьохлінійний трипозиційний розподільник з електрогідравлічним керуванням, 8 – поворотний гідроциліндр, 9 – гідролінія зливу, 10 – керований дросель, 11 – лінії зливу, 12 – фільтр, 13 – лінія підйому

Основна задача даного гідравлічного приводу – забезпечення оптимальної подачі ножового механізму і захист гідромотора від перевантаження. Це зумовлене тим, що при відокремленні стеблового корму від кормового моноліту виникають умови (промерзання, змінність фракційного складу та вологості корму, попадання сторонніх предметів та інше), коли необхідно регулювати подачу ножового механізму.

Дана задача вирішується завдяки тому, що рідина, яка нагнітається насосом, рівномірно розподіляється об'ємним роздільником потоку між гідромотором привода ножового механізму і поворотним гідроциліндром подачі ножового механізму. Керування подачею ножового механізму при необхідності здійснюється регульованим дроселем, який частково відводить рідину в бак з нагнітальною порожниною лінії поворотного гідроциліндра.

Принцип дії гідравлічного приводу різача для відокремлення та вивантаження блок порції стеблового корму: робоча рідина (масло) насосом 3 із бака 1 через об'ємний роздільник потоку 4 розподіляється в робочі порожнини гідромотора 6 та поворотного гідроциліндра 8 через чотирьохлінійний трипозиційний розподільник 7 з електрогідравлічним керуванням. Відпрацьована рідина з порожнини поворотного гідроциліндра 6 через розподільник 7 і фільтр 12 зливається в бак. Гідропривод має запобіжний

клапан 2. Надлишок робочої рідини, що нагнітається до поворотного гідроциліндра 8 відводиться з нагнітальної порожнини лінії зливу 9 в бак через регульований дросель 10.

Відомі переваги гідравлічного привода, в тому числі адаптивного до технологічного навантаження, неодноразово доведені теоретичними дослідженнями, а також широким практичним досвідом використання їх в різних галузях промисловості. В той же час слід зазначити, що практика використання гідравлічного привода адаптивного до зміни технологічного навантаження на робочих органах в аграрному виробництві достатньо обмежена.

Тому недостатньо розроблені методики розрахунку та вибору параметрів гідравлічного привода робочих органів сільгоспмашин з врахуванням особливостей технологічних процесів, пов'язаних з цим навантаженням, умов різання стеблових корму та ін. [2, 9].

Розробленню дослідного зразка має передувати детальний аналіз можливих режимів роботи гідравлічного привода, який дозволить обґрунтовано вибрати параметри даного привода.

Найбільш ефективним методом вирішення поставленої задачі є математичне моделювання процесу роботи досліджуваної системи з врахуванням особливостей характеристик та впливу факторів, притаманних для відповідного технологічного процесу агропромислового виробництва.

Математична модель гідравлічного привода різачка для відокремлення та вивантаження силосу розроблялася на основі закономірностей та характеристик, якими визначається робота гідравлічної та механічної систем. Відповідно складається рівняння балансу (нерозривності) потоків робочої рідини, опор потоків рідини при її протіканні через гідролінії та гідроагрегати, а також рівняння сил та моментів, діючих на робочі органи різачка силосу та вихідні ланки виконавчих гідро двигунів [10].

При складанні математичної моделі гідропривода робочих органів різачка для відокремлення та вивантаження силосу прийняті припущення, які дозволяють не враховувати ряд факторів, вплив яких за умов роботи даного гідропривода є другорядним або незначним.

Відповідно до умов роботи гідропривода різачка для відокремлення та вивантаження блок порції стеблових корму від кормового моноліту прийнято наступні припущення:

- відстань між елементами гідросистеми незначна, що дозволяє розглядати її як систему з зосередженими параметрами і не розглядати вплив хвильових процесів;
- течія рідини в зазорах у з'єднаннях деталей гідроагрегатів та гідроапаратури має ламінарний характер;
- пульсація подачі насоса, яка звичайно становить 1-3 %, з урахуванням високої частоти обертання вала насоса не викликає збудження коливань тиску у гідросистемі;
- течія рідини через робочі вікна золотника має турбулентний характер;
- гідролінії, які з'єднують насос та керуючу і виконавчу гідроапаратуру, достатньо короткі і мають невеликий поперечний переріз, тому втрати тиску в них по довжині та на місцевих опорах можна знехтувати;
- густина, в'язкість та коефіцієнт витрати робочої рідини не залежать від температури завдяки роботі гідрооб'ємної системи в усталеному температурному режимі;
- коефіцієнт податливості рідини не залежить від тиску і вмісту газової складової, так як в усталеному режимі роботи гідромеханізму його величина змінюється незначно;
- тиск підпору на злив незначний і практично незмінний;
- коефіцієнт витоків і перетоків рідини у складових гідроагрегатів постійний і не залежить від розмірів та форми щілин;
- люфти у шарнірах відокремлювача та корпуса ножа завдяки регулюванню незначні і не викликають відповідних автоколивань системи в цілому.

Відповідно до схеми, яка зображена на рисунку 2, рівняння балансу (нерозривності) потоків робочої рідини в гідролініях та порожнинах гідропривода різачка для відокремлення та вивантаження блок корції корму з врахуванням зазначених вище припущень мають наступний вигляд:

$$Q_H = Q_{кл} + Q_2 + Q_3 + Q_{ум1} + Q_{деф1}, \quad (1)$$

де  $Q_H$  – витрата рідини, що подається від насосної станції,  $Q_{кл}$  – витрата рідини, що потрапляє в бак гідросистеми через запобіжний клапан,  $Q_2$  – витрата рідини у порожнині роздільника потоку, що забезпечує рух гідромотора,  $Q_3$  – витрата рідини у порожнині роздільника потоку, що забезпечує рух поворотного ротора з заданою швидкістю,  $Q_{ум1}$  – витрата витікання рідини,  $Q_{деф1}$  – витрата рідини на компенсацію деформації порожнини, що знаходиться під тиском  $P_1$ .

Витрати рідини для напірної порожнини мотора:

$$Q_2 = Q_m + Q_{ум2} + Q_{пер} + Q_{деф2}, \quad (2)$$

де  $Q_m$  – витрата рідини, що подається на гідромотор,  $Q_{ум2}$  – витрата витікання рідини з даної порожнини внаслідок її негерметичності,  $Q_{пер}$  – витрата на перетікання рідини з порожнини гідромотора під дією перепаду тисків  $P_1$  та  $P_2$ ,  $Q_{деф2}$  – витрата рідини на компенсацію деформації порожнини, що знаходиться під тиском  $P_2$ .

Витрати рідини для напірної порожнини поворотного гідроциліндра має вигляд:

$$Q_3 = Q_{ц1} + Q_{оп} + Q_{ум3} + Q_{пер} + Q_{деф3}, \quad (3)$$

де  $Q_{ц1}$  – витрата рідини у кільцевій порожнині, що забезпечує рух поворотного ротора з заданою швидкістю,  $Q_{оп}$  – витрата рідини, що перетікає через регульований дросель,  $Q_{ум3}$  – витрата витікання рідини з даної

порожнини внаслідок її негерметичності,  $Q_{nep}$  – витрати на перетікання рідини з порожнини поворотного гідроциліндра під дією перепаду тисків  $P_1$  та  $P_3$ ,  $Q_{def2}$  – витрати рідини на компенсацію деформації порожнини, що знаходиться під тиском  $P_3$ .

Фактична витрата рідини, що подається від нерегульованого насоса, визначається згідно виразу [3]

$$Q_i = q_i \cdot n_i \cdot \eta_{i\alpha i}, \quad (4)$$

де  $q_i$  – робочий об'єм насоса;  $n_i$  – частота обертання вала насоса;  $\eta_{i\alpha i}$  – об'ємний коефіцієнт корисної дії (ККД) насоса.

Витрата рідини, що потрапляє до гідромотора та поворотного гідроциліндра, обчислюється за наступними залежностями:

$$Q_2 = q_1 \cdot n_{\partial n1} \cdot \eta_{об \partial n1}, \quad (5)$$

$$Q_3 = q_2 \cdot n_{\partial n2} \cdot \eta_{об \partial n2}, \quad (6)$$

де  $q_1, q_2$  – робочий об'єм роздільника потоку,  $n_{\partial n1}, n_{\partial n2}$  – частота обертання вала роздільника потоку,  $\eta_{об \partial n1}, \eta_{об \partial n2}$  – об'ємний коефіцієнт корисної дії роздільників потоку.

Витрати на витікання рідини крізь зазори в з'єднаннях деталей гідроапаратури і гідромеханізмів обчислюються, як витрати рідини крізь плоску щілину при прийнятих припущеннях:

- форма поверхонь, утворюючих канал витікання, досконала;
- шорсткість поверхонь до уваги не приймається;
- зазор симетричний.

В цьому випадку витрати рідини на витікання крізь поперечний перетин зазору будуть визначатися такими залежностями:

$$Q_{ум1} = \sigma_1 \cdot p_1, \quad (7)$$

$$Q_{ум2} = \sigma_2 \cdot p_2, \quad (8)$$

$$Q_{ум3} = \sigma_3 \cdot p_3, \quad (9)$$

де  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  – коефіцієнти витоків рідини з порожнин, які знаходяться під дією тисків  $p_1, p_2, p_3$  відповідно.

Витрати, які виникають при деформації об'ємів порожнин гідропривода, заповнених рідиною, завдяки зміні тиску в цих порожнинах, визначаються залежностями:

$$Q_{def1} = K_1 \cdot W_1 \cdot \frac{dP_1}{dt}, \quad (10)$$

$$Q_{def2} = K_2 \cdot W_2 \cdot \frac{dP_2}{dt}, \quad (11)$$

$$Q_{def3} = K_3 \cdot W_3 \cdot \frac{dP_3}{dt}, \quad (12)$$

де  $K_1, K_2, K_3$  – коефіцієнти податливості відповідної магістралі та порожнин даної гідросистеми;  $W_1$  – об'єм магістралі від насосної станції до входу в об'ємний роздільник потоку,  $W_2$  – об'єм магістралі, що з'єднує об'ємний роздільник потоку з гідромотором,  $W_3$  – об'єм магістралі, що з'єднує об'ємний роздільник потоку з поворотним гідроциліндром,  $dP_1/dt, dP_2/dt, dP_3/dt$  – швидкість зміни тиску в порожнинах.

Витрати, які виникають при перетіканні рідини через запобіжний клапан та регульований дросель:

$$Q_{кл1} = \mu \cdot f_{np} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{|P_1 - 0|} \cdot \text{sign}(P_1), \quad (13)$$

$$Q_{др} = \mu \cdot f(P_2) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{|P_3|} \cdot \text{sign}(P_3), \quad (14)$$

$$f(P_2) = f(x_3), \quad (15)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт витрати,  $f_{np}, f$  – площа прохідного перерізу робочого вікна клапана,  $f(x_3)$  – площа прохідного вікна дроселя,  $\rho$  – густина робочої рідини,  $p_1$  – тиск в нагнітальній порожнині,  $p_2$  – тиск в нагнітальній порожнині гідромотора,  $p_3$  – тиск в кільцевій порожнині поворотного гідроциліндра.

Фактична витрата рідини гідромотором визначається згідно виразу

$$Q_M = q_M \cdot \omega_1 / \eta_{обм}, \quad (16)$$

де  $q_M$  – робочий об'єм мотора,  $\omega_1$  – кутова швидкість мотора,  $\eta_{обм}$  – об'ємний коефіцієнт корисної дії мотора.

Витрати, які виникають при перетіканні рідини в поворотному гідроциліндрі мають вигляд:

$$Q_{у1} = F_{1у} \cdot v_{у} = F_{1у} \cdot \frac{dx_{у}}{dt}, \quad (17)$$

де  $F_{1у}$  – ефективна площа поршня гідроциліндра,  $v_{у}$  – швидкість руху поршня.

Витрата, яка виникає при перетіканні рідини між кільцевими порожнинами поворотного гідроциліндра 8:

$$Q_{i\dot{\alpha}\delta 3} = \sigma_{35} \cdot p_3 \quad (18)$$

Рівняння руху вала гідромотора розглядаємо з аналізу балансу моментів

$$\dot{I}_i = \dot{I}_{\dot{\alpha}i} + \dot{I}_{\dot{\delta}i} + \dot{I}_{\dot{\delta}\delta}, \quad (19)$$

$M_{in}$  – момент інерції механізму,  $M_{mn}$  – момент технологічного навантаження,  $M_{mp}$  – момент сили тертя.

$$q_i \cdot P_2 = I_{i\dot{\delta}} \cdot \frac{d^2 \varphi_i}{dt} + M_{\dot{\delta}i} + \beta_{\dot{\delta}\delta} \cdot \frac{d\varphi_i}{dt}, \quad (20)$$

де  $I_{np}$  – приведений момент інерції до валу гідромотора,  $d^2\varphi_M/dt$  – кутове прискорення вала гідромотора,  $M_{mn}$  – момент від технологічного навантаження,  $\beta_{mp}$  – коефіцієнт рідинного тертя в гідромоторі,  $d\varphi_M/dt$  – кутова швидкість обертання.

Рівняння руху поворотного гідроциліндра розглянемо з аналізу балансу сил

$$F_1 v_{\dot{\alpha}} = F_{mn} + F_{mp} + F_{in} = F_{in} v_{\dot{\alpha}} = F_{mn} + \beta_{\dot{\alpha}} \cdot v_{\dot{\alpha}} + I_{np} \cdot \frac{dv_{\dot{\alpha}}}{dt} \quad (21)$$

де  $F_{mn}$  – момент технологічного навантаження на гідроциліндрі,  $F_{mp}$  – момент сили тертя,  $F_{in}$  – момент інерційного навантаження на гідроциліндрі,  $v_{\dot{\alpha}}$  – швидкість руху поршня,  $\beta_{\dot{\alpha}}$  – коефіцієнт рідинного тертя в гідроциліндрі,  $I_{np}$  – приведений момент інерції механізму,  $dv_{\dot{\alpha}}/dt$  – швидкість переміщення.

Слід відмітити, що розглянуті процеси не взаємозв'язані, структурно описуються відмінними рівняннями, тому подальший їх аналіз здійснюється окремо.

Складену математичну модель відмічає високий порядок похідних, а також наявність ряду нелінійних залежностей, що визначають залежність витрат через дроселююче вікно. У зв'язку з цим найбільш раціональним являється вирішення даної системи диференціальними рівняннями з використанням програмного продукту MathCad.

### Висновки з даного дослідження і перспективи подальших розвідок у даному напрямі

Розроблена математична модель гідравлічного привода різачка для відокремлення та вивантаження блок-порції стеблових кормів від кормового моноліту враховує основні характеристики об'ємного гідропривода та дозволяє врахувати особливості технологічного навантаження на робочих органах при різних умовах роботи машин, що дозволяє досліджувати вплив конструктивних параметрів привода на різних етапах та вибирати значення параметрів, що забезпечують задану подачу ножового механізму при мінімальних регулюваннях.

### Література

1. Ratushna N. Методичні підходи до створення нової сільськогосподарської техніки у відповідності з вимогами ринку наукоємної продукції / N. Ratushna, I. Mahmudov, A. Kokhno // MOTROL. – 2007. – № 9А. С. 119–123.
2. Руткевич В.С. Адаптивний гідравлічний привод блочно-порційного відокремлювача консервованого корму / В.С. Руткевич // Техніка, енергетика, транспорт АПК. – 2017. – № 4(99). – С. 108–113.
3. Фінкельштейн З.Л. Експлуатація, обслуговування та надійність гідравлічних машин і гідроприводів : навч. посіб. / Фінкельштейн З.Л., Андренко П.М., Дмитрієнко О.В. – Харків : Видавничий центр. НТУ “ХП”, 2014. – 308 с.
4. Руткевич В.С. Інноваційні засоби для вивантаження стеблових кормів з траншейних сховищ / В.С. Руткевич, В.П. Кушнір, О.О. Остапчук // Вісник Хмельницького національного університету. Серія: Технічні науки. – 2022. – № 1 (305). – С. 261–269.
5. Іванов М.І. Підвищення експлуатаційної ефективності блочно-порційного вивантажувача консервованих кормів шляхом гідрофікації привода робочих органів / М.І. Іванов, С.А. Шаргородський, В. С. Руткевич // Промислова гідравліка і пневматика. – 2013. – № 1 (39). – С. 91–96.
6. Шмат С. І. Тенденції сталого розвитку сучасного сільськогосподарського машинобудування в Україні і за рубежом [Електронний Ресурс] / С. І. Шмат, П. Г. Лузан, С. В. Колісник // КНТУ. – 2010. – Режим доступу : <http://dspace.kntu.kr.ua/jspui/handle/123456789/4971>
7. Shargorodskiy S. Investigation of drive power of the mechanism for separation of stem feed from feed monolith / S. Shargorodskiy, V. Rutkevych // Slovak international scientific journal. – 2021. – № 54. – P. 10–20.
8. Ivanov M.I. Research on the block-portion separator parameters influence on the adjustment range of operating elements speed / M.I. Ivanov, V.S. Rutkevych, O.M. Kolisnyk, I.O. Lisovoy // INMATEH - Agricultural Engineering. – 2019. – Vol. I, № 1 (57). – P. 37–44.
9. Руткевич В.С. Математичне моделювання роботи гідравлічного привода секцій широкозахватного культиватора з послідовним спрацюванням гідроциліндрів / В.С. Руткевич // Техніка, енергетика, транспорт АПК. – 2018. – № 2 (101). – С. 37–47.

10. Rutkevych V. Numerical simulation of the liquid distribution problem by an adaptive flow distributor / V. Rutkevych, I. Kupchuk, V. Yaropud, V. Hraniak, S. Burlaka // *Przegląd Elektrotechniczny*. – 2022. – № 2 (98). – P. 64–69.

#### References

1. Ratushna N. Metodychni pidkhody do stvorennia novoi silskohospodarskoi tekhniki u vidpovidnosti z vymohamy rynku naukoiemnoi produktsii / N. Ratushna, I. Mahmudov, A. Kokhno // *MOTROL*. – 2007. – № 9A. С. 119–123.
2. Rutkevych V.S. Adaptivnyi hidravlichnyi pryvod blochno-portsiinoho vidokremlivacha konservovanoho kormu / V.S. Rutkevych // *Tekhnika, enerhetyka, transport APK*. – 2017. – № 4(99). – С. 108–113.
3. Finkelshtein Z.L. Eksploatatsiia, obsluhovuvannia ta nadiinist hidravlichnykh mashyn i hidropryvodiv : navch. posib. / Finkelshtein Z.L., Andrenko P.M., Dmytriienko O.V. – Kharkiv : Vydavnychiy tsentr. NTU “KhPI”, 2014. – 308 s.
4. Rutkevych V.S. Innovatsiini zasoby dlia vyvantazhennia steblovykh kormiv z transheinykh skhovyshch/ V.S. Rutkevych, V.P. Kushnir, O.O. Ostapchuk // *Herald of Khmelnytskyi National University*. – 2022. – № 1 (305). – С. 261–269.
5. Ivanov M.I. Pidvyshchennia eksploatatsiinoi efektyvnosti blochno-portsiinoho vyvantazhuvacha konservovanykh kormiv shliakhom hidrofikatsii pryvoda robochykh orhaniv / M.I. Ivanov, S.A. Sharhorodskiy, V. S. Rutkevych // *Promyslova hidravlika i pnevmatyka*. – 2013. – № 1 (39). – С. 91–96.
6. Shmat S. I. Tendentsii staloho rozvytku suchasnoho silskohospodarskoho mashynobuduvannia v Ukraini i za rubezhem [Elektronnyi Resurs] / S. I. Shmat, P. H. Luzan, S. V. Kolisnyk // *KNTU*. – 2010. – Rezhym dostupu : <http://dspace.kntu.kr.ua/jspui/handle/123456789/4971>
7. Shargorodskiy S. Investigation of drive power of the mechanism for separation of stem feed from feed monolith / S. Shargorodskiy, V. Rutkevych // *Slovak international scientific journal*. – 2021. – № 54. – R. 10–20.
8. Ivanov M.I. Research on the block-portion separator parameters influence on the adjustment range of operating elements speed / M.I. Ivanov, V.S. Rutkevych, O.M. Kolisnyk, I.O. Lisovoy // *INMATEH - Agricultural Engineering*. – 2019. – Vol. I, № 1 (57). – P. 37–44.
9. Rutkevych V.S. Matematychni modeliuvannia roboty hidravlichnoho pryvoda sektsii shyrokozakhvatnoho kultyvatora z poslidovnym spratsiuvanniam hidrotsylindriv / V.S. Rutkevych // *Tekhnika, enerhetyka, transport APK*. – 2018. – № 2 (101). – С. 37–47.
10. Rutkevych V. Numerical simulation of the liquid distribution problem by an adaptive flow distributor/ V. Rutkevych, I. Kupchuk, V. Yaropud, V. Hraniak, S. Burlaka // *Przegląd Elektrotechniczny*. – 2022. – № 2 (98). – P. 64–69.

Надійшла/Paper received : 04.10.2022 р.    Надрукована/Printed :01.11.2022 р.