

УДК 631.363:621.86.068:62–82

DOI: 10.37128/2520-6168-2022-2-14

**ВИЗНАЧЕННЯ ДІАПАЗОНУ РЕГУЛЮВАННЯ ШВИДКОСТІ РОБОЧИХ ОРГАНІВ
МЕХАНІЗМУ ДЛЯ ВІДОКРЕМЛЕННЯ СТЕБЛОВИХ КОРМІВ ШЛЯХОМ
МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ**

Руткевич Володимир Степанович, к.т.н., доцент
Шаргородський Сергій Анатолійович, к.т.н., доцент
Кушнір Віталій Павлович, аспірант
Остапчук Олександр Олександрович, магістр
Вінницький національний аграрний університет

Volodymyr Rutkevych, Ph.D. of Eng., Associate Professor
Serhiy Shargorodskiy, Ph.D. of Eng., Associate Professor
Vitaly Kushnir, Postgraduate
Olexander Ostapchuk, Student
Vinnytsia National Agrarian University

Розглянуто питання підвищення ефективності та зменшення енергоємності технологічної операції вивантаження стеблових кормів (силосу та сінажу) з траншейних сховищ блочно-порційним методом, за рахунок розробки та обґрунтування заданих параметрів і режимів роботи адаптивної системи гідроприводів механізму, що відокремлює корм блочно-порційно від кормового моноліту. Дані рекомендації по визначенню діапазону регулювання швидкості робочих органів механізму для відокремлення стеблових кормів на основі розробленої системи гідроприводів механізму відокремлювача з підтриманням енергоощадного режиму роботи насосної станції та досліджувані нелінійні математичні моделі системи гідроприводів механізму для відокремлювання стеблових кормів, що враховує характеристики силової дії на робочі органи різального механізму та особливості функціонування виконавчих гідродвигунів приводів різального механізму в режимі адаптації до реального характеру процесу відокремлення стеблових кормів. За результатами математичного моделювання встановлені раціональні значення параметрів розробленої гідравлічної системи механізму для відокремлення стеблових кормів, що відповідають області стійкої роботи системи, виявлено вплив складових гідроагрегатів системи гідроприводів механізму відокремлювача так і параметрів золотникового роздільника потоку на розміри області стійкої роботи системи та на можливість збільшення діапазону технічного регулювання швидкостей робочих органів, що приводяться в дію виконавчими гідродвигунами.

На підставі теоретичних та експериментальних досліджень виявлено, що зменшення ширини робочих кромок золотника призводить до найбільш ефективно розширення технологічного діапазону регулювання швидкостей робочих органів механізму для відокремлення, що приводяться в дію від гідромотора – різального механізму та гідроциліндра – привода П - подібної рамки.

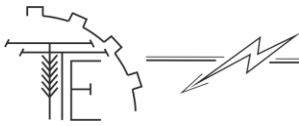
В результаті досліджень впливу параметрів розробленої гідросистеми механізму для відокремлення стеблових кормів на діапазон технічного регулювання швидкості робочих органів, виявлені конструктивні та технологічні параметри розробленого гідроприводу, що мають вагомий вплив на збільшення діапазону регулювання режимів роботи розробленого гідропривода. Визначення найбільш оптимальних значень даних параметрів дозволить підвищити чутливість та ефективність запропонованого гідропривода механізму для відокремлення стеблових кормів. За результатами проведених досліджень надані рекомендації з вибору конструктивно-технологічних параметрів розробленої гідросистеми механізму для відокремлення стеблових кормів.

Ключові слова: стебловий корм, вивантаження, навантажувач, робочий орган, гідромотор, гідроциліндр, роздільник потоку, гідропривод, адаптація.

Рис. 6. Літ. 13.

1. Постановка проблеми

Одним із основних напрямів державних програм розвитку тваринництва є стимулювання модернізації та переоснащення засобів виробництва промислових підприємств з метою забезпечення сучасної та високотехнологічної техніки і обладнання для тваринництва [1, 2].



Сільськогосподарську техніку, в тому числі і механізми для відокремлювання стеблових кормів, що експлуатуються в Україні, переважно оснащено гідроприводами постійної витрати на базі нерегульованих насосів та гідророзподільників позиційного типу. Такі гідроприводи відзначаються надійністю і невисокою вартістю, але для забезпечення оптимального виконання операцій потребують механізму адаптації робочих органів та їх режимів роботи до зміни технологічної системи під час роботи. Оскільки в гідроприводах постійної витрати не передбачене порційне регулювання подачі робочої рідини до гідродвигуна при регулюванні швидкісних режимів руху робочих органів виникають значні втрати енергії в робочому циклі машини, що веде до використання гідродвигунів підвищеної потужності. Робота механізму для відокремлювання стеблових кормів характеризується частою зміною величини навантажень на різальному механізмі, що обумовлює необхідність регулювання подачі робочого органа в процесі роботи.

Вивантаження сінажу та силосу з траншейних сховищ є однією з найбільш трудомістких операцій у процесі їх згодовування тваринам. При цьому важливою складовою процесу вивантаження кормів є збереження поживності корму. Низький рівень автоматизації процесів траншейних сховищ, невиправдана енергоємність вивантажувальних засобів є причиною збільшення собівартості сільськогосподарської продукції [3].

Відомі робочі органи механізмів, які використовуються для механізації траншейних сховищ не в повній мірі забезпечують відповідність виконання операцій по відокремленню стеблового корму зоотехнічним вимогам щодо виконання даної операції.

Таким чином, проведення теоретичних і експериментальних досліджень по вдосконаленню конструкції робочих органів механізму для відокремлення стеблового корму, розробка та обґрунтування параметрів його привода є актуальним завданням, вирішення якого дозволить підвищити ефективність вивантаження стеблового корму з траншейних сховищ, зменшити втрати поживності корму та енергоємність механізму відокремлювача.

2. Мета дослідження

В основу проведених досліджень поставлено задачу розширення технологічних можливостей механізму для відокремлення стеблового корму з траншейних сховищ за допомогою застосування розробленого гідропривода (адаптивної системи), що дозволяє узгодити можливі режими роботи двох гідродвигунів, які здійснюють привод робочих органів - різального механізму і привода подачі та забезпечити регулювання подачі рамки з ножовим механізмом у відповідності зміні технологічного навантаження, що діє на різальний механізм в процесі роботи.

3. Аналіз останніх досліджень і публікацій

Проблема механізації вивантаження стеблового корму з траншейних сховищ стоїть давно. Тому існує достатньо-велика кількість конструкцій та розробок навантажувачів неперервної та періодичної дії (рис. 1), досліджень з вивчення особливостей взаємодії робочих органів з матеріалом, обґрунтування їх геометричних та кінематичних параметрів [3, 4].

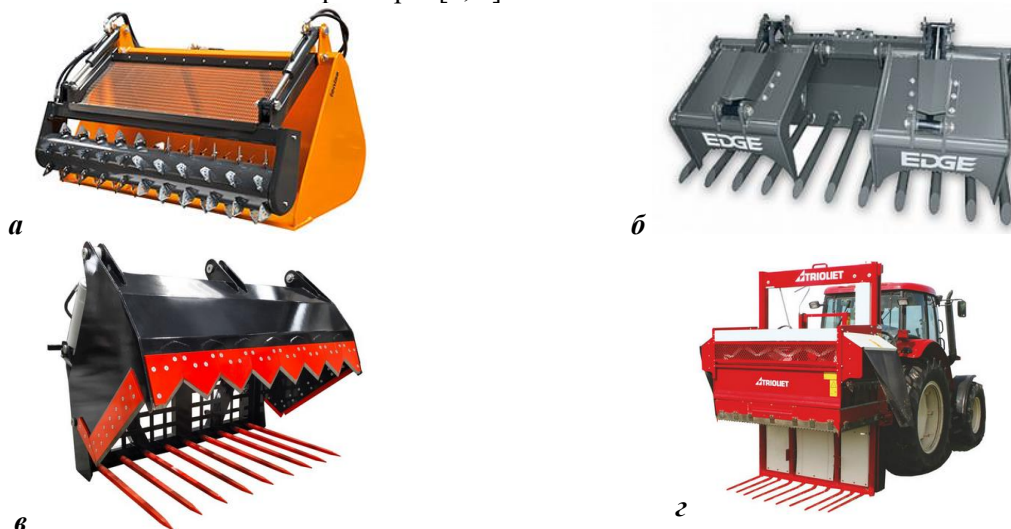
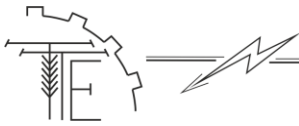


Рис. 1. Механізми для відрізання та вивантаження силосу та сінажу від кормового моноліту: а – кіш з фрезою, б – виловний захват, в – різак, г – механізм для відокремлення та роздавання



При обґрунтуванні машин та обладнання технологічних ліній годування тварин необхідно враховувати весь комплекс операцій: виїмку кормів із сховищ, підготовку їх до згодовування, транспортування до місця згодовування та розподілення по годівницях. Вивчення питань механізації зазначених процесів у вітчизняній практиці була присвячена робота багатьох колективів науково-дослідних і проектно-технологічних інститутів, вузів та інших організацій. Науково-технічні основи створення засобів механізації – навантаження стеблових кормів на тваринницьких фермах розробили Зуєв В.А., Храпач Є.І., Сечкін В.С., Кукта Г.М., Ткач В.Д., Семеніхін А.М., Тищенко М.Л., Артюшин А.Л., Кормановський Л.П., Резнік Є.І. та інші вчені [3-6].

Основна спрямованість досліджень полягала у виконанні технологічного процесу та зниження питомої енергоємності. Поряд із дослідженнями фрезеруючих робочих органів здійснювалась розробка відокремлювачів згрібаючого типу, заснованих на використанні анізотропії частин кормового масиву. Дослідження таких механізмів відокремлення корму виконані Семеніхіним А.М., Кутлембетовим А.Л., Хворостяновим Л.Н., Біловим В.П.

Розроблення та обґрунтування параметрів робочих органів для блочного вивантаження силосу та сінажу з ріжучими органами присвячені роботи Краснікова В.В., Дубініна В.Ф., Попова В.Г., Толкалова А.А., Макарова Е.Р., зарубіжних авторів Pirkelmann H., Maier L. та інших [3].

Робота ріжучих органів навантажувачів стеблових кормів, виконаних у вигляді ножів, відбувається у складних умовах обтиснення їх кормовим масивом, а досліджень подібних до ріжучих органів недостатньо. Це стримує рівень розробок по механізації вантажно-розвантажувальних операцій на вивантажені стеблових кормів.

4. Виклад основного матеріалу

Мета дослідження ставить питання обґрунтування раціональних конструктивно-технологічних параметрів розробленого гідропривода (адаптивної системи) механізму для відокремлення стеблових кормів, що дозволять розширити діапазон технічного регулювання швидкості робочих органів при змінному навантаженні.

На інженерно-технологічному факультеті ВНАУ згідно наукової тематики «Розробка комплексу енергоефективного і ресурсощадного обладнання та перспективних технологій годівлі сільськогосподарських тварин АПК України» розроблено гідравлічний привод (адаптивну систему) механізму для відокремлення блок-порції від кормового моноліту, який забезпечує адаптацію виконавчих гідродвигунів до зміни технологічного навантаження, що змінюється протягом роботи в залежності від стану технологічної поверхні. Розроблену схему гідравлічного привода (адаптивну систему) механізму для відокремлення стеблових кормів показано на рис. 2 [7].

Гідравлічний привод (адаптивна система) передбачає регулювання подачі П-подібної рамки відповідно зміни зусилля різання, яке діє на різальний механізм, в результаті чого відбувається формування раціональних енерговитрат на відокремлення блок-порції стеблових кормів при умові коливання параметрів, які визначають характеристики процесу різання [8,9].

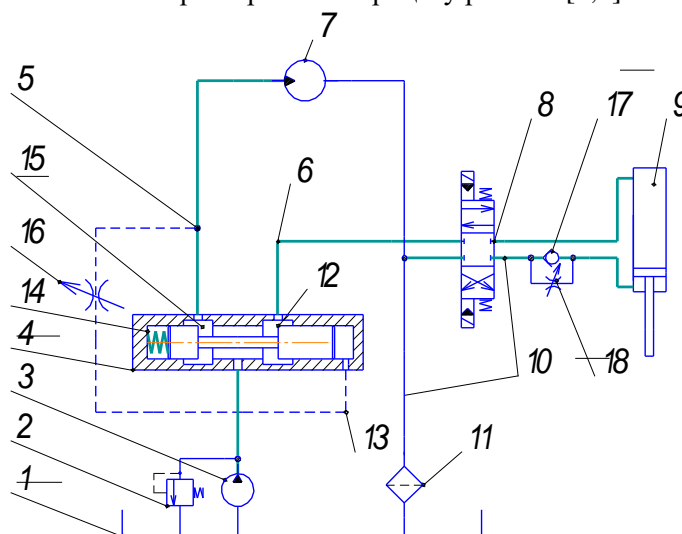


Рис. 2. Розроблена схема гідравлічного привода (адаптивна система) механізму для відокремлення блок-порції стеблових кормів від кормового моноліту



Гідравлічний привод (адаптивна система) механізму для відокремлення стеблових кормів містить гідравлічний бак 1, клапан запобіжний 2, шестеренний гідронасос (НШ10Б-3) 3, роздільник потоку 4 з лінією керування 13 по тиску, золотник керований 12, пружину 14, гідромотор (аксіально поршневий нерегульований А10FM) 7, нагнітальні трубопроводи 5,6, гідравлічний розподільник 8, гідроциліндр (Ц63.32.800.01) 9, зливні трубопроводи 10, фільтр 11, клапан зворотний 17 та дроселі 16,18 (рис.2).

Принципове використання золотникового роздільника потоку 4 у розробленому гідравлічному приводі (між виконавчим гідромотором різального механізму 7 та гідроциліндром подачі 9) дозволяє узгоджувати зменшення його подачі при підвищенні навантаження на різальному механізмі, що в свою чергу веде до зменшення сили різання (рис. 2). Збільшена подача робочої рідини до гідромотора, що приводить в дію різальний механізм, сприяє зменшенню сили різання а також потрібної потужності гідропривода різального механізму [9].

Дослідження роботи розробленого гідропривода (адаптивної системи) механізму для відокремлення блок-порції стеблового корму від кормового моноліту виконувалось шляхом проведення обчислювального експерименту. В процесі вирішення задачі на ПЕОМ визначалися усі можливі перехідні процеси, що виникають в процесі роботи розробленого гідропривода механізму для відокремлення блок-порції стеблового корму від кормового моноліту. Було розроблено алгоритм формування змінного технологічного навантаження валу та штоці виконавчих гідродвигунів, що власне є причиною виникнення перехідних процесів у адаптивні системі гідроприводів механізму для відокремлення блок-порції стеблового корму від кормового моноліту.

Початок роботи адаптивної системи гідроприводів механізму для відокремлювання стеблових кормів відбувається при нульовому навантаженні на виконавчих гідродвигунах, що в цілому відповідає початковому підведенню П-подібної рамки до поверхні кормового моноліту, коли навантаження на робочих органах механізму мінімальне або відсутнє.

Зростання навантаження на вихідних ланках виконавчих гідродвигунів передбачено на 400 мс від початку роботи до значення, яке відповідає реальним значенням моменту навантаження на валу гідромотора $M_{зм}=100$ Н·м та сили $F_{рез}=1200$ Н на штоці гідроциліндра [8].

На рис.3 показано отримані розрахункові перехідні процеси(у результаті числового експерименту) в системі гідроприводів механізму для відокремлювання, викликані зміною навантаження на виконавчих ланках приводних гідродвигунів.

Момент від сили різання кормового моноліту та зусилля на подолання сили опору при подачі П-подібної рамки при подальшому дослідженні процесу роботи системи гідроприводів відповідало значенням, визначеним експериментально при дослідженні процесу відокремлення блок-порції корму від кормового моноліту.

Отримані перехідні процеси, що представлені на рис. 3 розраховані при наступних початкових значеннях параметрів розробленого гідропривода механізму для відокремлювання: об'ємна подача насоса $Q_n=2,38 \cdot 10^{-4}$ м³/с, що відповідає об'ємній подачі шестеренного насоса типу НШ-10 при потужності привода насоса п'ять кВт; ширина робочих кромок золотника роздільника потоку $a=1$ мм; величина початкового відкриття робочих вікон золотника роздільника потоку $l_1=6$ мм, $l_2=2$ мм; коефіцієнт витрати робочої рідини через дросельні отвори $\mu=0,62$; номінальний тиск в гідросистемі $p_0=10,0$ МПа; густина робочої рідини $\rho=850$ кг/м³; коефіцієнт податливості порожнин системи гідроприводів, заповнених робочою рідиною, $K=0,6 \cdot 10^{-9}$ м²/Н, діаметр золотника ділильника потоку $d_{зол}=25$ мм; зведений до вала гідромотора момент інерції частин, що обертаються, $I=100$ кг·м²; зведена до П-подібної рамки маса рухомих частин відокремлювача консервованого корму $m_{np}=45$ кг; коефіцієнт в'язкого тертя $\beta=2,5 \cdot 10^3$ Н·с; діаметр виконавчого гідроциліндра подачі, $D_u=63$ мм; об'єм гідроліній, які з'єднують виконавчі гідродвигуни із роздільником потоку $W_1= W_2= W_4=100$ см³; об'єм гідролінії, яка з'єднує дросель із підторцевою порожниною роздільника потоку $W_3=25$ см³; величина переміщення золотника роздільника потоку вліво до упора, $b_1=1$ мм; величина переміщення золотника роздільника потоку вправо до упора, $b_2=2$ мм; жорсткість пружини, установлені в підторцевій порожнині золотника роздільника потоку, $C_{np}=0,5$ Н/мм [10-13].

На рис. 3 показано зміну параметрів механізму для відокремлювання стеблових кормів – витрат рідини, переміщення золотника роздільника потоку, кутової швидкості гідромотора та швидкості штока гідроциліндра, які відбуваються під час перехідного процесу, що викликаний зміною навантажень на виконавчих гідродвигунах.

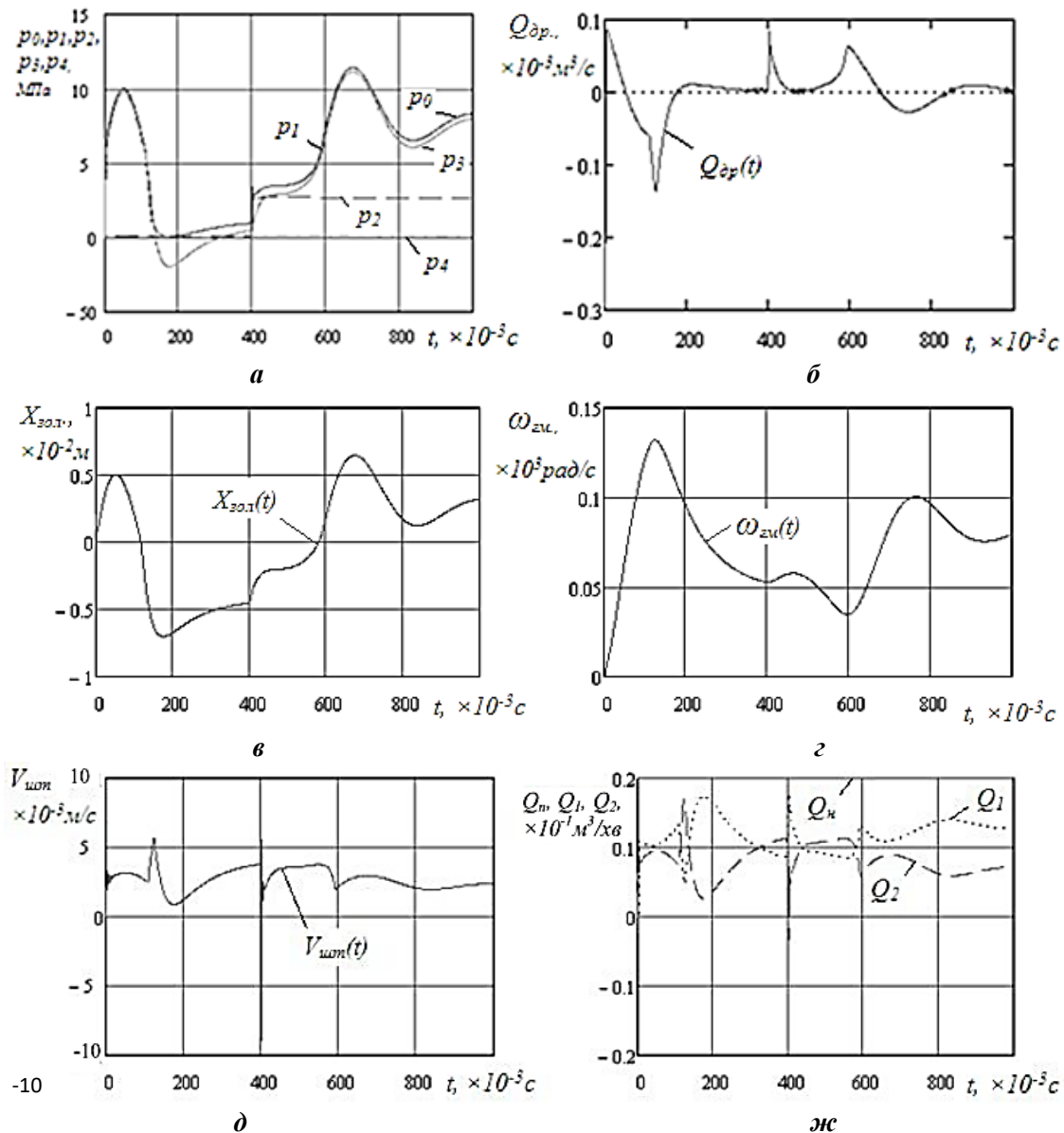
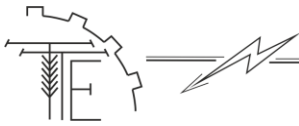
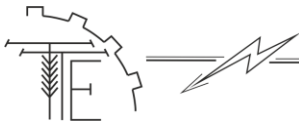


Рис. 3. Перехідний процес у розробленому гідроприводі (адаптивні системі) механізму для відокремлювання блок-порції стеблового корму від кормового моноліту при початкових значеннях параметрів: а – зміна тиску в порожнинах гідросистеми, б – витрата рідини крізь дросель, в – переміщення золотника роздільника потоку, г) кутова швидкість вала гідромотора, д – швидкість подачі штока гідроциліндра, ж – витрати рідини, які споживаються гідромотором (Q_1) і гідроциліндром (Q_2)

Зміна швидкості обертання вала гідромотора та швидкості подачі штока гідроциліндра виникла в результаті зміщення золотника діляльника потоку робочої рідини на 3 мм в бік збільшення відкриття першого робочого вікна, яке з'єднує насос із гідромотором, та зменшення відкриття другого робочого вікна, відповідно змінюються витрати робочої рідини у відповідні порожнини гідромотора та гідроциліндра (рис.3, ж). Об'ємна витрата гідралічної рідини Q_1 , яка споживається гідромотором, збільшується від показника $0,088 \times 10^{-1} \text{ м}^3/\text{хв}$ до показника $0,136 \times 10^{-1} \text{ м}^3/\text{хв}$, що відповідає підвищенню швидкості різання кормового моноліту на 57%. При цьому витрата гідралічної рідини Q_2 , яка споживається поршнеvim гідроциліндром, зменшується від показника $0,113 \times 10^{-1} \text{ м}^3/\text{хв}$ до показника $0,075 \times 10^{-1} \text{ м}^3/\text{хв}$, що призводить до зменшення швидкості подачі штока гідроциліндра на 43%.

Таким чином, показані на рис. 3 осцилограми свідчать, що запропонована система гідроприводів механізму відокремлювача працює в усталеному режимі, при цьому забезпечується широкий діапазон регулювання швидкості виконавчих ланок приводів, що дозволяє стабілізувати сили



різання при зміні умов різання і, таким чином, використовувати резерви зниження потужності застосованих гідроприводів.

В той же час було встановлено, що окремі конструктивно-технологічні параметри розробленого гідропривода (адаптивної системи) мають більший вплив на збільшення діапазону технічного регулювання режимів роботи виконавчих гідродвигунів, що дозволяє шляхом визначення більш оптимальних значень даних параметрів підвищити чутливість та ефективність роботи запропонованого гідравлічного привода механізму для відокремлення стеблових кормів.

Об'єктивним критерієм ефективності регулювання швидкості обертання вала гідромотора у відповідності до зміни подачі штока гідроциліндра є залежність зазначених параметрів від навантаження різального механізму в процесі відділення блока стеблових кормів. Так на рис.3 показано перехідний процес у розробленому гідроприводі механізму для відокремлювання стеблових кормів, розрахованому за умови, що момент технологічного навантаження на валу гідромотора збільшується до значення $M_{zm}=100\text{Н}\cdot\text{м}$ від початкового нульового значення. Даний процес відповідає процесу врізання різального механізму в моноліт стеблових кормів. Згідно отриманим результатам при цьому зменшується подача штока, оскільки зменшується подача рідини (витрата Q_2) до гідроциліндра. Одночасно підвищується швидкість обертання вала гідромотора, що впливає на зменшення технологічного навантаження на приводний вал гідромотора.

На рис. 4 побудовано залежності зміни об'ємних подач робочої рідини до виконавчих гідродвигунів - гідромотора привода різального механізму та гідроциліндра привода П-подібної рамки, Q_1 та Q_2 , від величини момента навантаження гідромотора M_{zm} .

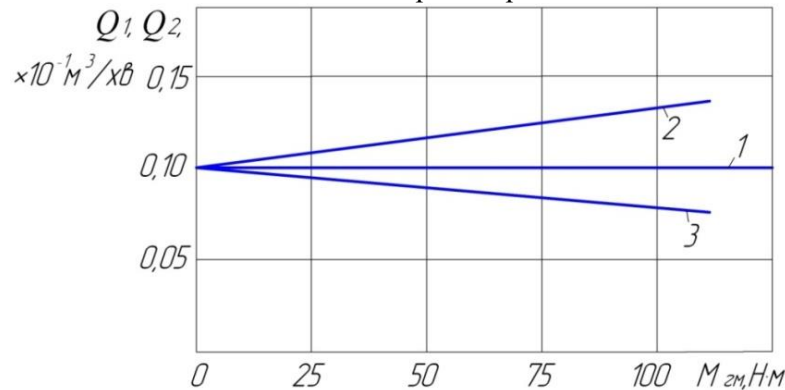
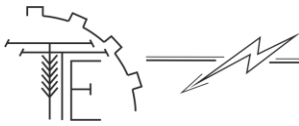


Рис. 4. Вплив величини моменту навантаження виконавчого гідродвигуна привода різального механізму на зміну витрати робочої рідини Q_1 на вході гідромотора та Q_2 на вході гідроциліндра: 1 – витрати Q_1 та Q_2 при відсутності навантаження, 2 – залежність витрати Q_1 від моменту навантаження M_{zm} , 3 – залежність витрати Q_2 від моменту навантаження M_{zm}

В початковому стані при відсутності навантаження на приводах робочих органів різального механізму витрата від насосної станції розподіляється рівномірно між гідро двигунами $Q_1 = Q_2 = 0,10 \times 10^{-1} \text{ м}^3/\text{хв}$ (графік 1).

Підвищення навантаження у вигляді моменту різання на валу гідромотора у відповідності до заданого алгоритму роботи системи гідроприводів призводить до збільшення подачі (витрати) Q_1 до приводного гідродвигуна різального механізму (графік 2) та зменшення подачі робочої рідини Q_2 до гідроциліндра привода рамки механізму (графік 3). Так при збільшенні моменту навантаження до значення $M_{zm}=50 \text{ Н}\cdot\text{м}$ витрата робочої рідини Q_1 на вході гідромотора різального механізму збільшується від $0,10 \times 10^{-1} \text{ м}^3/\text{хв}$ в початковому стані до $0,115 \times 10^{-1} \text{ м}^3/\text{хв}$, тобто збільшується на 15 %. Відповідно відбувається зменшення витрати робочої рідини Q_2 на вході гідроциліндра привода П-подібної рамки. При збільшенні моменту навантаження на гідромоторі до $M_{zm}=50 \text{ Н}\cdot\text{м}$ витрата Q_2 відповідно зменшується до $0,085 \times 10^{-1} \text{ м}^3/\text{хв}$, тобто зменшується на 15 %. При подальшому підвищенні моменту навантаження до $M_{zm}=100 \text{ Н}\cdot\text{м}$ витрата Q_1 зростає до $0,13 \times 10^{-1} \text{ м}^3/\text{хв}$, тобто приріст витрати становить 30 % від початкового значення. При цьому витрата робочої рідини Q_2 зменшується до $0,07 \times 10^{-1} \text{ м}^3/\text{хв}$, що означає зменшення витрати Q_2 на 30 % і, відповідно, зменшення швидкості подачі ножевої рамки механізму, що розвантажує різальний механізм і забезпечує сумарну потужність приводів на рівні, який не перевищує 5 кВт.

Подальше підвищення моменту навантаження на гідромоторі привода різального механізму до величини $M_{zm}=150 \text{ Н}\cdot\text{м}$ призводить до підвищення тиску в лінії нагнітання до величини, яка перевищує



значення тиску настроювання запобіжного клапана, який становить 16 МПа. В цьому випадку періодичне відкриття запобіжного клапана призводить до виникнення автоколивального процесу, який негативно впливає на роботу сільськогосподарської машини.

В даному випадку інші параметри розробленого гідропривода (адаптивної системи) механізму для відокремлення стеблового корму мали початкові значення.

На рис. 5 побудовано графіки залежності зміни об'ємних подач (витрат) робочої рідини до виконавчих гідродвигунів – гідромотора привода різального механізму та гідроциліндра привода подачі ножової рамки механізму, Q_1 та Q_2 , від величини площі f_{dp} дроселя, через який підторцева порожнина золотника роздільника потоку з'єднується із гідролінією подачі робочої рідини до гідромотора. На рис. 5, а показано залежності указаних витрат від площі дроселя, визначених при різних режимах роботи виконавчих гідродвигунів – без навантаження та при навантаженні.

Залежність 1 відповідає значенням витрат Q_1 та Q_2 при роботі системи гідроприводів без навантаження. Фактично зміна величини площі дроселя при цьому не впливає на баланс указаних витрат і їх величина у цьому діапазоні зміни площі дроселя залишається незмінною $Q_1=Q_2=0,10 \times 10^{-1} \text{ м}^3/\text{хв}$. При одночасній подачі на вал гідромотора момента навантаження $M_{zm}=100 \text{ Н}\cdot\text{м}$ та на шток гідроциліндра сили $F_{рез}=1200 \text{ Н}$, що відбувається на 400-й мілісекунді (0,4 с), від тиску адаптивної системи гідроприводів механізму для відокремлення відбувається прогнозована зміна витрат робочої рідини, які подаються до гідропривода.

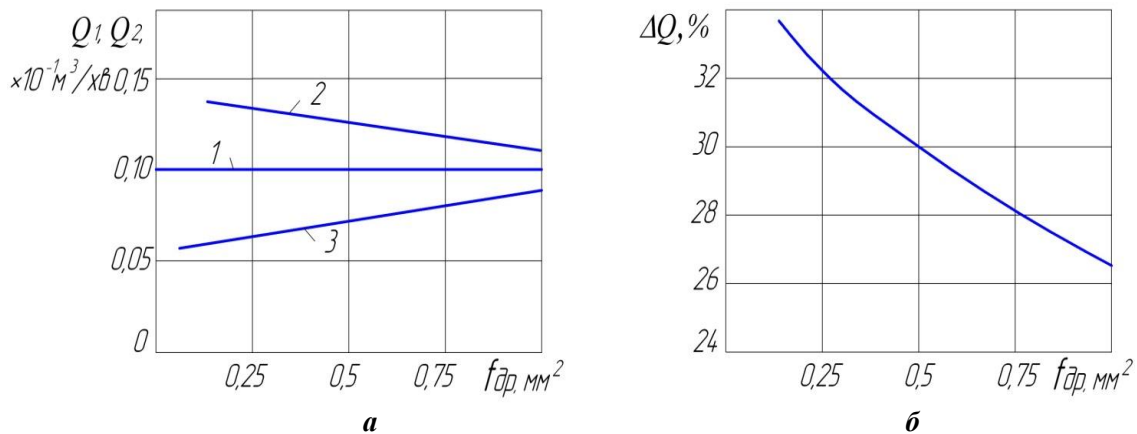


Рис. 5. Оцінка впливу величини площі прохідного перерізу дроселя f_{dp} на зміну витрати робочої рідини на вході гідромотора Q_1 та вході гідроциліндра Q_2 : а – залежність витрати Q_1 та Q_2 від величини площі дроселя f_{dp} (1-значення витрат Q_1 та Q_2 при відсутності навантаження, 2 – залежність витрати Q_1 від площі дроселя при навантаженні, 3 – залежність витрати Q_2 від площі дроселя при навантаженні) б) відносна зміна величини витрат Q_1 та Q_2 при зміні величини площі дроселя f_{dp}

Витрата Q_1 при значенні площі дроселя $f_{dp}=1 \text{ мм}^2$ зростає до $Q_1=0,127 \times 10^{-1} \text{ м}^3/\text{хв}$. (графік 2), а витрата Q_2 при цьому зменшується до значення $Q_2=0,073 \times 10^{-1} \text{ м}^3/\text{хв}$. (графік 3). При подальшому зменшенні величини площі дроселя до значення $f_{dp}=0,15 \text{ мм}^2$ відбувається збільшення різниці між витратами Q_1 та Q_2 – витрата Q_1 зростає до значення $Q_1=0,134 \times 10^{-1} \text{ м}^3/\text{хв}$, тобто збільшується у відповідності із початковим значенням на 33,6 %, а витрата Q_2 зменшується до значення $Q_2=0,066 \times 10^{-1} \text{ м}^3/\text{хв}$ (зменшується на 33,6 %), тобто стає практично вдвічі меншою за витрату Q_1 . Відповідним чином змінюється швидкість вихідних ланок гідродвигунів, що має призвести до зменшення сили різання та крутного моменту на валу гідромотора. Чутливість системи гідроприводів до зміни навантаження на робочих органах дозволяє регулювати навантаження на різальному механізмі в більш широкому діапазоні. Цьому також сприяє розширення діапазону регулювання швидкості подачі ножової рамки механізму.

На рис. 6 побудовано графіки залежності зміни об'ємних подач (витрат) до виконавчих гідродвигунів – гідромотора привода різального механізму та гідроциліндра привода подачі ножової рамки механізму, Q_1 та Q_2 , в залежності від ширини a робочих кромок золотника роздільника потоку.

Графіки залежностей побудовані за умови, що параметри системи гідроприводів механізму відокремлювача відповідають початковим значенням, а величина моменту навантаження на 400-й мс гідромотора привода різального механізму становить $M_{zm}=100 \text{ Н}\cdot\text{м}$.



Згідно побудованим на рис. 6 графікам зменшення ширини кромки золотника роздільника потоку суттєво розширює діапазон регулювання подач Q_1 та Q_2 . Якщо при початковому значенні ширини кромки золотника роздільника потоку $a=1$ мм в момент подачі навантаження на гідромотор різального механізму витрата на вході указанного гідромотора зростає до $Q_1=0,13 \times 10^{-1} \text{ м}^3/\text{хв}$, а на вході гідроциліндра привода подачі ножової рамки механізму зменшується до $0,07 \times 10^{-1} \text{ м}^3/\text{хв}$, то при зменшенні ширини робочої кромки золотника роздільника потоку до величини $a=0,5$ мм витрата Q_1 збільшується до значення $Q_1=0,16 \times 10^{-1} \text{ м}^3/\text{хв}$ (графік 2), а витрата Q_2 зменшується до значення $Q_2=0,04 \times 10^{-1} \text{ м}^3/\text{хв}$. (графік 3). В результаті цього суттєво розширюється діапазон регулювання витрат рідини, які надходять до виконавчих гідродвигунів системи гідроприводів механізму для відокремлювання, підвищуючи чутливість приводів до зміни навантаження та точність відпрацювання відповідних сигналів керування режимом роботи системи гідроприводів.

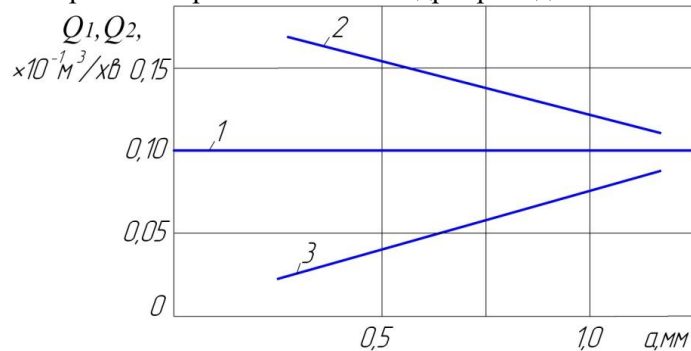


Рис. 6. Вплив ширини a кромки золотника роздільника потоку на зміну витрат робочої рідини на вході гідромотора Q_1 та вході гідроциліндра Q_2 : 1 – значення витрат Q_1 та Q_2 при відсутності навантаження, 2 – залежність витрати Q_1 від ширини кромки золотника роздільника потоку при навантаженні, 3 – залежність витрати Q_2 від ширини кромки золотника роздільника потоку при навантаженні.

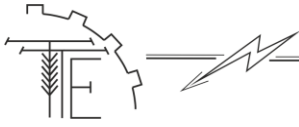
Аналіз впливу інших конструктивно-технологічних параметрів розробленого гідропривода (адаптивної системи) механізму для відокремлення на ширину діапазону регулювання об'ємних витрат у гідролініях, що забезпечують витрату робочої рідини гідромотором привода різального механізму та гідроциліндром привода подачі ножової рамки механізму, показав, що зміна значень даних параметрів в широкому діапазоні не дає практично значимого ефекта розширення області регулювання швидкостей гідромотора та гідроциліндра. В той же час при цьому можливі коливальні режими роботи даної гідросистеми, в результаті чого вона втрачає працездатність.

В результаті проведеного дослідження виявлено, що зміною ширини робочих кромки золотника роздільника потоку в бік зменшення можливе значне збільшення чутливості розробленого гідропривода (адаптивної системи) механізму для відокремлення блок-порції від кормового моноліту до зміни навантаження на різальному інструменті. В результаті цього також суттєво розширюється діапазон регулювання подачі штоком гідроциліндра П-подібної рамки, що підвищує ефективність стабілізації процесу відділення від моноліту порції стеблового корму при мінімальній потужності системи гідроприводів.

4. Висновок

На основі дослідження математичної моделі було доведено принципову можливість забезпечувати в процесі роботи запропонованого гідропривода заданий алгоритм роботи адаптивного гідропривода механізму для відокремлення блок-порції від кормового моноліту, який має забезпечувати регулювання швидкості виконавчих гідродвигунів даної гідросистеми відповідно до навантаження різального механізму. Так при збільшенні навантаження різального механізму зменшується подача штоком гідроциліндра П-подібної рамки одночасно із пропорційним ростом швидкості обертання приводного гідромотора різального механізму.

Дослідження математичної моделі виявили можливості регулювання діапазону зміни швидкості на вихідних ланках виконавчих гідродвигунів відповідним вибором найбільш оптимальних значень ряду конструктивно-технологічних параметрів адаптивної системи гідроприводів механізму для відокремлювання. В найбільшій степені забезпечити розширення діапазону регулювання можливо при зменшенні ширини робочих кромки золотника роздільника потоку до значення $a=0,5$ мм, а площі



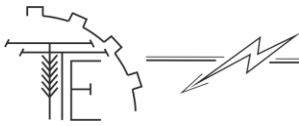
дроселя регулювання до величини $f_{dp}=1 \text{ мм}^2$. Указані значення параметрів відповідають стійким режимам роботи розробленого гідропривода механізму для відокремлення. Зміна значень інших параметрів запропонованого гідропривода механізму для відокремлення не викликає помітного розширення діапазона регулювання швидкостей системи гідроприводів механізму.

Список використаних джерел

1. Ratushna N., Mahmudov I., Kokhno A. Методичні підходи до створення нової сільськогосподарської техніки у відповідності з вимогами ринку наукоємної продукції. *MOTROL*. 2007. № 9А. С. 119–123.
2. Шмат С. І., Лузан П. Г., Колісник С. В. Тенденції сталого розвитку сучасного сільськогосподарського машинобудування в Україні і за рубежом. КНТУ. 2010. <http://dspace.kntu.kr.ua/jspui/handle/123456789/4971> (дата звернення: 01.01.2022).
3. Руткевич В. С. Сучасний стан механізації вивантаження консервованих кормів. *Збірник наукових праць ВНАУ*. 2010. №4. С. 87–95.
4. Shargorodskiy S., Rutkevych V. Influence of physical and mechanical properties of stem feed and design of the working body on the drive power of the cutting mechanism. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2021. № 2 (113). С. 38–49.
5. Rutkevych V. Investigation of transitional processes in the adaptive system of hydraulic drives of the mechanism for cutting and unloading stalk fodder. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2021. № 2 (101). С. 107–114.
6. Shargorodskiy S., Rutkevych V. Investigation of drive power of the mechanism for separation of stem feed from feed monolith. *Slovak international scientific journal*. 2021. № 54. С. 10–20.
7. Руткевич В. С. Адаптивний гідравлічний привод блочно-порційного відокремлювача консервованого корму. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2017. № 4 (99). С. 108–113.
8. Иванов Н., Шаргородский С., Руткевич В. Математическая модель гидропривода блочно-порционного отделителя консервированных кормов. *MOTROL*. 2013. №5. С. 83–91.
9. Ivanov M. I., Rutkevych V. S., Kolisnyk O. M., Lisovoy I. O. Research of the influence of the parameters of the block-portion separator on the adjustment range of speed of operating elements. *INMATEH-Agricultural Engineering*. 2019. Vol. 57/1. P. 37–44.
10. Гунько І. В., Стаднік М. І., Шаргородський С. А., Руткевич В. С. Комплексна система фільтрації для замкнених гідросистем сільськогосподарського обладнання. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2021. №1(112). С. 113–125.
11. Фінкельштейн З. Л., Андренко П. М., Дмитрієнко О. В. Експлуатація, обслуговування та надійність гідравлічних машин і гідроприводів: навч. посіб. Харків: Видавничий центр. НТУ «ХПР», 2014. 308 с.
12. Чубик Р. В., Зелінський І. Д. Ідентифікація критеріїв для енергозберігаючого керування віброприводами адаптивних вібромашин. *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладо-будуванні*. 2015. Вип. 49. С. 107–111.
13. Шаргородський С. А., Руткевич В. С., Ящук Є. В. Розробка математичної моделі гідравлічного привода розгортання секцій широкозахватної машини сільськогосподарського призначення. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2021. № 4 (115). С. 148–158.

References

- [1] Ratushna, N., Mahmudov, I., Kokhno, A. (2007). Metodichni pidkhody do stvorennia novoi silskokhospodarskoi tekhniki u vidpovidnosti z vymohamy rynku naukoiemnoi produktsii [Methodical approaches to the creation of new agricultural machinery in accordance with the demands of the market of science-intensive products]. *MOTROL*, 9, 119–123 [in Ukrainian].
- [2] Shmat, S.I., Luzan, S.V., Kolisnyk, S.V. (2010). *Tendentsii stalogo rozvytku suchasnogo silskogospodarckogo mashyno-buduvannia v Ukraini i za rubiezem. [Trends in Sustainable Development of Modern Agricultural Machinery in Ukraine and Abroad]*. Retrieved from <http://dspace.kntu.kr.ua/jspui/handle/123456789/4971>. [in Ukrainian].
- [3] Rutkevych, V.S. (2010). Suchasnyi stan mekhanizatsii vyvantazhennia konservovanykh kormiv [The current state of mechanization of unloading of canned food]. *Zbirnyk naukovykh prats VNAU*, 4, 87–95 [in Ukrainian].
- [4] Shargorodskiy, S., Rutkevych, V. (2021). Influence of physical and mechanical properties of stem feed



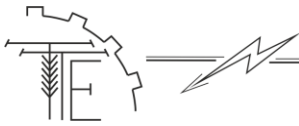
- and design of the working body on the drive power of the cutting mechanism. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*, 2(113), 38–49 [in English].
- [5] Rutkevych, V. (2021). Investigation of transitional processes in the adaptive system of hydraulic drives of the mechanism for cutting and unloading stalk fodder *Вібрації в техніці та технологіях*, 2(101), 107–114 [in English].
- [6] Shargorodskiy, S., Rutkevych, V. (2021). Investigation of drive power of the mechanism for separation of stem feed from feed monolith. *Slovak international scientific journal*, 54, 10–20 [in English].
- [7] Rutkevych, V.S. (2017). Adaptivnyi hidravlichnyi pryvod blochno-portsiinoho vidokremlivuvacha konservovanoho kormu [Adaptive hydraulic drive block-portable of canned forage block-batch separator]. *Tekhnika, enerhetyka, transport APC*, 4(99), 108–113 [in Ukrainian].
- [8] Ivanov, N., Sharhorodskiy, S., Rutkevych, V. (2013). Matema-ticheskaia model hidroprivoda blochno-portsionoho otdelitelia konservirovannykh kormov [The mathematical model of the hydraulic drive of the block-portion separator of canned feed]. *MOTROL*, 5, 83–91 [in English].
- [9] Ivanov, M.I., Rutkevych, V.S., Kolisnyk, O.M., Lisovoy, I.O. (2019). Research of the influence of the parameters of the block-portion separator on the adjustment range of speed of operating elements. *INMATEH-Agricultural Engineering*. 37–44 [in English].
- [10] Hunko, I.V., Stadnik, M.I., Sharhorodskiy, S.A., Rytkevych, V.S. (2021). Kompleksna systema filtratsii dlia zamknytykh hidrosystem silskohospodarskoho obladnannia [Integrated filtration system for closed hydraulic systems of agricultural equipment]. *Tekhnika, enerhetyka, transport APC*, 1 (112), 113–125 [in Ukrainian].
- [11] Finkelshtein, Z.L., Andrenko, P.M., Dmitrienko, O.V. (2014). *Ekspluatatsiia, obsluhovuvannia ta nadiinist hidravlichnykh mashyn i hidroprivodiv [Operation, maintenance and reliability of hydraulic machines and hydraulic drives]*. Kharkiv: Vydavnychiy tsentr. NTU “KhPI” [in Ukrainian].
- [12] Chubyk, R.V., Zelinskyi, I.D. (2015). Identyfikatsiia kryteriiv dlia enerhozberihaiuchoho keruvannia vibropri-vodamy adaptivnykh vibromashyn [Identification of criteria for energy saving control of vibration drives of adaptive vibrating machines]. *Avtomatyziatsiia vyrobnychyykh protsesiv u mashynobuduvanni ta prykladobuduvanni*, 49, 107–111 [in Ukrainian].
- [13] Sharhorodskiy, S.A., Rutkevych, V.S., Yshchuk, Ye.V. (2021). Rozrobka matematychnoi modeli hgidravlichnohgo pryvoda rozhgortannia sektsiy shyrokozakhvatnoi mashyny silskohospodarskoho pryznachennia [Development of a mathematical model of the hydraulic drive for the deployment of sections of a wide-reaching agricultural machine]. *Tekhnika, enerhetyka, transport APC*, 4(115), 148–158 [in Ukrainian].

DETERMINATION OF THE RANGE OF SPEED REGULATION OF WORKING BODIES OF THE MECHANISM FOR SEPARATION OF STEM FEEDS BY MATHEMATICAL MODE

The issue of increasing the efficiency and reducing the energy consumption of the technological operation of unloading stem fodder (silage and haylage) from trench storage by block-batch method, due to the development and justification of parameters and modes of operation of the adaptive hydraulic drive system. Recommendations for determining the range of speed control of the working bodies of the mechanism for separation of stem forages on the basis of the developed system of hydraulic actuators of the separator mechanism with maintenance of energy saving mode of the pumping station and investigated nonlinear mathematical models mechanism and features of functioning of executive hydraulic motors of drives of the cutting mechanism in the mode of adaptation to real character of process of separation of a stalk forage. According to the results of mathematical modeling rational values of parameters of the developed hydraulic system of the mechanism for separation of a stalk forage corresponding to area of steady work of system are established, influence of components of hydraulic units of system of hydraulic drives of the separator mechanism regulation of speeds of the working bodies which are put in action by executive hydraulic motors.

Based on theoretical and experimental studies, it was found that reducing the width of the working edges of the spool leads to the most effective expansion of the technological range of speed control of the separation mechanism driven by the hydraulic motor - cutting mechanism and hydraulic cylinder - drive P - shaped frame.

As a result of research of influence of parameters of the developed hydraulic system of the mechanism for separation of stem forages on the range of technical regulation of speed of working bodies, constructive and technological parameters of the developed hydraulic drive are revealed. Determining the most optimal values of these parameters will increase the sensitivity and efficiency of the proposed hydraulic drive



mechanism for the separation of stem forage. According to the results of the research, recommendations for the choice of structural and technological parameters of the developed hydraulic system of the mechanism for the separation of stem forages are provided.

Key words: *stem fodder, unloading, loader, working body, hydraulic motor, hydraulic cylinder, flow separator, hydraulic drive, adaptation.*

Fig. 6. Ref. 13.

ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ

Руткевич Володимир Степанович – кандидат технічних наук, старший викладач кафедри машин та обладнання сільськогосподарського виробництва Вінницького національного аграрного університету (вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, Україна, 21008, e-mail: v_rut@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-6366-7772>).

Шаргородський Сергій Анатолійович – кандидат технічних наук, доцент кафедри «Машин та обладнання сільськогосподарського виробництва» Вінницького національного аграрного університету (вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, 21008, Україна, e-mail: sergey20@vsau.vin.ua, <https://orcid.org/0000-0003-2125-773X>).

Кушнір Віталій Павлович – аспірант кафедри «Машин та обладнання сільськогосподарського виробництва» Вінницького національного аграрного університету (вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, Україна, 21008, e-mail: vetalion2752@gmail.com).

Остапчук Олександр Олександрович – студент магістратури за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування» Вінницького національного аграрного університету (вул. Сонячна 3, м. Вінниця, Україна, 21008, e-mail: ostapchuk45@ukr.net).

Volodymyr Rutkevych – Ph.D., Senior lecturer of the Department of Machinery and Equipment for Agricultural Production of Vinnytsia National Agrarian University (Sonyachna Str., 3, Vinnytsia, Ukraine, 21008, e-mail: v_rut@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-6366-7772>).

Serhiy Shargorodskiy – PhD, Associate Professor of the Department "Machinery and Equipment of Agricultural Production" of the Vinnytsia National Agrarian University (3, Solnychna str., Vinnytsia, Ukraine, 21008, e-mail: sergey20@vsau.vin.ua, <https://orcid.org/0000-0003-2125-773X>).

Vitaliy Kushnir – post-graduate student of the Department of «Machinery and Equipment for Agricultural Production» Vinnytsia National Agrarian University (Sonyachna Str., 3, Vinnytsia, Ukraine, 21008, e-mail: vetalion2752@gmail.com).

Oleksandr Ostapchuk – a master's student majoring in 133 "Industrial Engineering" of Vinnytsia National Agrarian University (Sonyachna Str., 3, Vinnytsia, Ukraine, 21008, e-mail: ostapchuk45@ukr.net).