

DOI 10.31891/2307-5732-2023-321-3-199-Помилка! Закладку не визначено.

УДК: 66.047.45

РУТКЕВИЧ ВОЛОДИМИР

Вінницький національний аграрний університет

ORCID ID: [0000-0002-6366-7772](https://orcid.org/0000-0002-6366-7772)e-mail: y_rut@ukr.net

ШАПОВАЛЮК СЕРГІЙ

Вінницький національний аграрний університет

e-mail: Shapovaluk@ukr.net

АНАЛІЗ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ В АДАПТИВНОМУ ГІДРАВЛІЧНОМУ ПРИВОДІ ВИВАНТАЖУВАЧА СТЕБЛОВИХ КОРМІВ

Розглядається питання підвищення ефективності роботи гідравлічного привода вивантажувача стеблових кормів в умовах нестабільності параметрів кормового масиву та змінного технологічного навантаження на робочих органах. Зазначено, що практично на всіх технологічних машинах та обладнанні сільськогосподарського призначення в основному використовується ручне керування силовими та кінематичними параметрами технологічного процесу, а наявне адаптивне керування в таких машинах і обладнанні або відсутнє або використовує спеціальні, складні адаптивні системи.

Показано, що в більшості випадків методика проектування гідроприводів робочого обладнання навантажувачів базуються на розгляданні плоских розрахункових схем. В якості зовнішніх навантажень розглядається гранична статична сила, або сила, що відповідає стандартним робочим навантаженням.

Дослідження перехідних процесів, пов'язаних з різким зростанням навантаження на робочому обладнанні при інтенсивному заглибленні робочого обладнання, показує, що динамічні зусилля можуть в 1,2–1,5 рази перевищувати їх статичний рівень. Подібне пікове навантаження призводить до аналогічних перевантажень гідропривода.

Таким чином, процес формування навантажень, діючих на робоче обладнання машин при виконанні технологічних операцій, носить складний характер.

Проведений аналіз показав, що створення приводів машин і обладнання, володіючих певними адаптивними можливостями можливе на принципах внутрішніх диференціальних зв'язків елементів їх структури. Метою процесу адаптації гідропривода є стабілізація змінного технологічного навантаження на робочому органі і узгодження параметрів руху робочого органу технологічної машини: головного руху і руху подачі.

В результаті аналізу перехідних процесів, що отримані при обчислювальному експерименті було встановлено, що при певних параметрах адаптивний гідравлічний привод вивантажувача стеблових кормів працює стійко, а при деяких з'являються нестійкі режими роботи, що призводить до коливань тиску, швидкості та подачі робочого органу. Можуть з'являтися вібраційні процеси, які можуть завадити виконанню функціональних можливостей.

Зазначено актуальність даного типу досліджень на початковому етапі, яке дозволить значно розширити коло інженерних досліджень при проектуванні, а також сприяє суттєвому скороченню об'єму експериментальних робіт, що в свою чергу призводить до зниження матеріальних витрат на розроблення нових гідравлічних систем.

Ключові слова: адаптивний гідравлічний привод, математична модель, перехідний процес, гідроциліндр, гідромотор, змінне навантаження, тиск, витрата.

RUTKEVYCH VOLODYMYR, SHAPOVALUK SERHIY

Vinnytsia National Agrarian University

ANALYSIS OF TRANSIENT PROCESSES IN THE ADAPTIVE HYDRAULIC DRIVE OF THE STEM FORAGE UNLOADER

The issue of increasing the efficiency of the hydraulic drive of the stalk fodder unloader in conditions of instability of the parameters of the fodder array and variable technological load on the working bodies is considered. It is noted that almost all agricultural technological machines and equipment mainly use manual control of power and kinematic parameters of the technological process, and the existing adaptive control in such machines and equipment is either absent or uses special, complex adaptive systems.

It is noted that in most cases, the methods of designing hydraulic drives of the working equipment of loaders are based on the consideration of flat calculation schemes. As external loads, the ultimate static force, or the force corresponding to standard working loads, is considered.

The study of transient processes associated with a sharp increase in the load on the working equipment during intensive deepening of the working equipment shows that dynamic efforts can exceed their static level by 1.2–1.5 times. A similar peak load leads to similar overloads of the hydraulic drive.

Thus, the process of forming loads acting on the working equipment of machines during technological operations is complex in nature.

The conducted analysis showed that the creation of drives of machines and equipment with certain adaptive capabilities is possible based on the principles of internal differential connections of the elements of their structure. The purpose of the adaptation process of the hydraulic drive module is to stabilize the variable technological load on the working body and coordinate the movement parameters of the working body of the technological machine: the main movement and the feed movement.

As a result of the analysis of the transient processes obtained during the computational experiment, it was established that with certain parameters of the adaptive hydraulic drive of the stalk fodder unloader, it works stably, and with some, unstable modes of operation appear, which leads to fluctuations in pressure, speed, and supply. Vibration processes may appear that may interfere with the performance of functional capabilities.

The relevance of this type of research at the initial stage is indicated, which will allow to significantly expand the range of engineering research during design, and also contributes to a significant reduction of the volume

experimental work with proving devices on a test bench, which in turn leads to a decrease in material costs for the development of new hydraulic systems.

Key words: adaptive hydraulic drive, mathematical model, transitional process, hydraulic cylinder, hydraulic motor, variable load, pressure, consumption.

Постановка проблеми

Пріоритетними напрямками розвитку України є перехід до передових цифрових, інтелектуально-виробничих технологій, роботизованих адаптивних систем керування [1, 2].

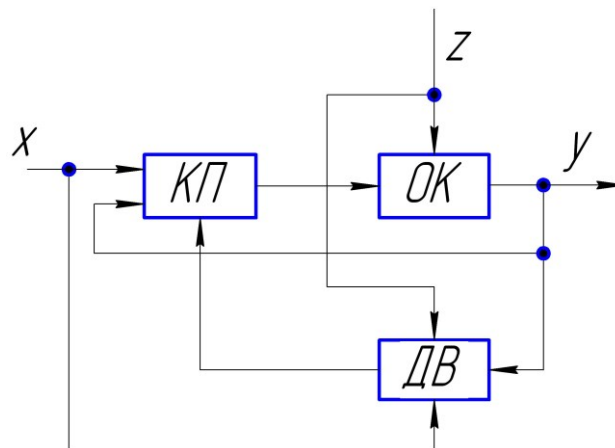
Крім цього, в даний час досить велика потреба в автоматизації багатофункціональних і комбінованих технологічних машин, які використовуються малими підприємствами, фермерськими господарствами, де їх експлуатаційна ефективність і вартість пов'язані з низькою функціональною взаємозамінністю, уніфікацією використовуваних агрегатів та приводів. Тому, створення простих і одночасно функціонально уніфікованих приводів або їх підсистем з функцією адаптації до змінних властивостей оброблюваного середовища є актуальною проблемою.

Аналіз останніх джерел

Майже у всіх технологічних машинах і обладнанні сільськогосподарського призначення, в основному використовується ручне керування силовими і кінематичними параметрами технологічного процесу. Адаптивне керування в цих машинах і обладнанні зустрічається дуже рідко, при цьому використовується спеціальні, складні адаптивні системи [3].

Адаптивні системи підрозділяються по класифікаційним показникам: по зміні структури і параметрів керуючих пристроїв (самонастроювальні, самоорганізуючі); по якості керування (зі стабілізацією або оптимізацією якості); по способу змінених параметрів керуючих пристроїв (аналітичні, пошукові); по способу настройки (за зовнішнім впливом, за характером об'єкта керування). При цьому використовуються різні підходи до побудови і системи реалізації структури системи: ідентифікаційний та безідентифікаційний [3-6].

У загальному випадку (рис. 1) адаптивні системи включають керуючий пристрій (КП), датчик (ДВ) відхилення вихідної величини (y) від заданого значення вхідної величини (x), зовнішнього впливу (z). Обов'язковою умовою адаптації системи є наявність в системі адаптивних зв'язків [5].



КП – керуючий пристрій, ОК – об'єкт керування, ДВ – датчик відхилення
Рис. 1. Структурна схема адаптивної системи керування

Датчик відхилень (ДВ) виробляє сигнал, який дозволяє визначити зміни відповідних параметрів системи і відповідно до цього, оптимізувати керуючий вплив.

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

Одним із напрямків удосконалення адаптивних систем є створення та дослідження технічних систем з функцією адаптації по навантаженню з використанням принципу саморегуляції.

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.

Сутєвим вкладом в розвитку ідеї створення приводів з елементами саморегулювання в залежності від приймаючого навантаження з'явилося теоретичне обґрунтування і практичне використання систем типу Load Sensing з пропорційним керуванням роботою гідроапаратури [6].

Принцип роботи цієї системи полягає в тому, що «митєвий тиск навантаження служить сигналом зворотного зв'язку для керуючого пристрою, який в свою чергу встановлює необхідний тиск насоса». За

допомогою компенсаторів підтримується постійний тиск перепад тиску на керуючих дроселях, що і визначає відсутність залежності швидкості руху робочого органу від його навантаження.

Усунення недоліків пропорційного керування параметрами руху робочого органу в залежності від навантаження шляхом використання пристрою клапанного типу і принципу адаптації присвячені роботи Сидоренка В.С. та його учнів [5].

На практиці поширено ряд способів узгодження роботи насосного агрегата та системи приводів: дроселювання, розвантаження через розподільник, використання регульованих насосів з різними типами регуляторів (регулятор витрати, регулятор тиску, регулятор тиску і витрати, регулятор потужності), використання гідроаккумуляторів, штучне «голодування» насоса, машинне регулювання, ступінчасте регулювання, введення штучних витоків та інше. Але відсутні факти впровадження в практику сільськогосподарського машинобудування систем приводів, які дозволяють змінювати режим роботи відповідно зміни стану технологічної системи.

Відомі наукові дослідження і практичні розробки в області створення систем адаптації по навантаженню, до них можна віднести гідросистему з комбінованим принципом адаптації до навантаження та гідропривод з адаптацією до навантаження.

Технологічні процеси, що виконуються багатьма машинами і технологічним обладнанням різного призначення, передбачають необхідність наявності двох узгоджених рухів робочого органу: руху подачі і руху обертання або руху подачі і руху обертання і руху обертання [6]. До таких технологічних машин і обладнання з гідроприводом: відносяться мобільні дорожньо-будівельні, сільськогосподарські і комунальні машини; мінітехніка, каналокопачі; мобільні бурові установки для буріння скважин та інше технологічне обладнання з двома рухами робочого органу. У більшості випадків силові навантаження та властивості кінематичних параметрів передаються від гідропривода до виконавчого органу без їх безперервної узгодженої адаптації до змінних властивостей, значенням параметрів опору середовища. Це узгодження здійснюється або вручну або періодично при досягненні граничних значень навантаження або швидкості подачі на робочому органі. Відсутність автоматичної невідповідності кінематичних і силових параметрів, що сприймаються робочим органом машин і обладнанням, призводить до порушення техніко-технологічних параметрів технологічного процесу, поломкам інструмента, робочого органу, аварійних ситуацій.

Мета роботи – підвищення ефективності роботи адаптивного гідравлічного привода вивантажувача стеблових кормів в умовах нестабільності параметрів кормового моноліту і зміни технологічного навантаження на робочих органах, шляхом моделювання, попереднього розрахунку та проєктування.

Виклад основного матеріалу

Дослідження процесів роботи адаптивного гідравлічного привода вивантажувача стеблових кормів виконувалось шляхом проведення обчислювального експерименту [6]. В результаті розв'язання задачі на ПЕОМ визначалися перехідні процеси, які виникають в процесі роботи адаптивного гідравлічного привода вивантажувача стеблових кормів. Алгоритм визначення перехідних процесів в зазначеній системі враховує змінне навантаження на вихідних ланках виконавчих гідродвигунів, яке власне є причиною виникнення перехідних процесів.

Початок роботи адаптивного гідравлічного привода вивантажувача стеблових кормів відбувається при нульовому навантаженні на виконавчих гідродвигунах, що в цілому відповідає процесу підведення П-подібної рамки до поверхні моноліту стеблових кормів, коли навантаження на вихідних ланках виконавчих гідродвигунів мінімальне або відсутнє.

На 400 мс від початку роботи передбачено зростання навантаження на вихідних ланках виконавчих гідродвигунів до значення, яке відповідає реальним значенням момента навантаження на валу гідромотора $M_{zm}=100$ Н·м та сили $F_{pez}=1200$ Н на штоці гідроциліндра. При подальшому дослідженні процесу роботи системи гідроприводів момент від сил різання стеблового моноліту та зусилля на подолання сили опору при подачі П-подібної рамки відповідало значенням, визначеним експериментально при дослідженні процесу відокремлення блок-порції корму від стеблового моноліту [6].

На рис. 2 показано отримані розрахункові перехідні процеси в адаптивному гідравлічному приводі вивантажувача, викликані зміною навантаження на виконавчих ланках приводних гідродвигунів.

Показані на рис. 2 перехідні процеси розраховані при наступних початкових значеннях параметрів адаптивного гідравлічного привода вивантажувача стеблового корму [6]:

- 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 5 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 [7];
- діаметр золотника роздільника потоку $d_{зол}=25$ мм;

- зведений до вала гідромотора момент інерції частин, що обертаються, $I=100 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;
- зведена до П-подібної рамки маса рухомих частин вивантажувача стеблових кормів $m_{np}=45 \text{ кг}$;
- коефіцієнт в'язкого тертя $\beta=2,5\cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{с}$ [8];
- діаметр виконавчого гідроциліндра подачі П-подібної рамки, $D_u=63 \text{ мм}$;
- об'єм гідроліній, які з'єднують виконавчі гідродвигуни із роздільником потоку $W_1= W_2= W_4=100 \text{ см}^3$;
- об'єм гідролінії, яка з'єднує дросель із підторцевою порожниною роздільника потоку $W_3=25 \text{ см}^3$;
- величина переміщення золотника роздільника потоку вліво до упора, $b_1=1 \text{ мм}$;
- величина переміщення золотника роздільника потоку вправо до упора, $b_2=2 \text{ мм}$;
- жорсткість пружини, установленної в підторцевій порожнині золотника роздільника потоку, $C_{np}=0,5 \text{ Н/мм}$.

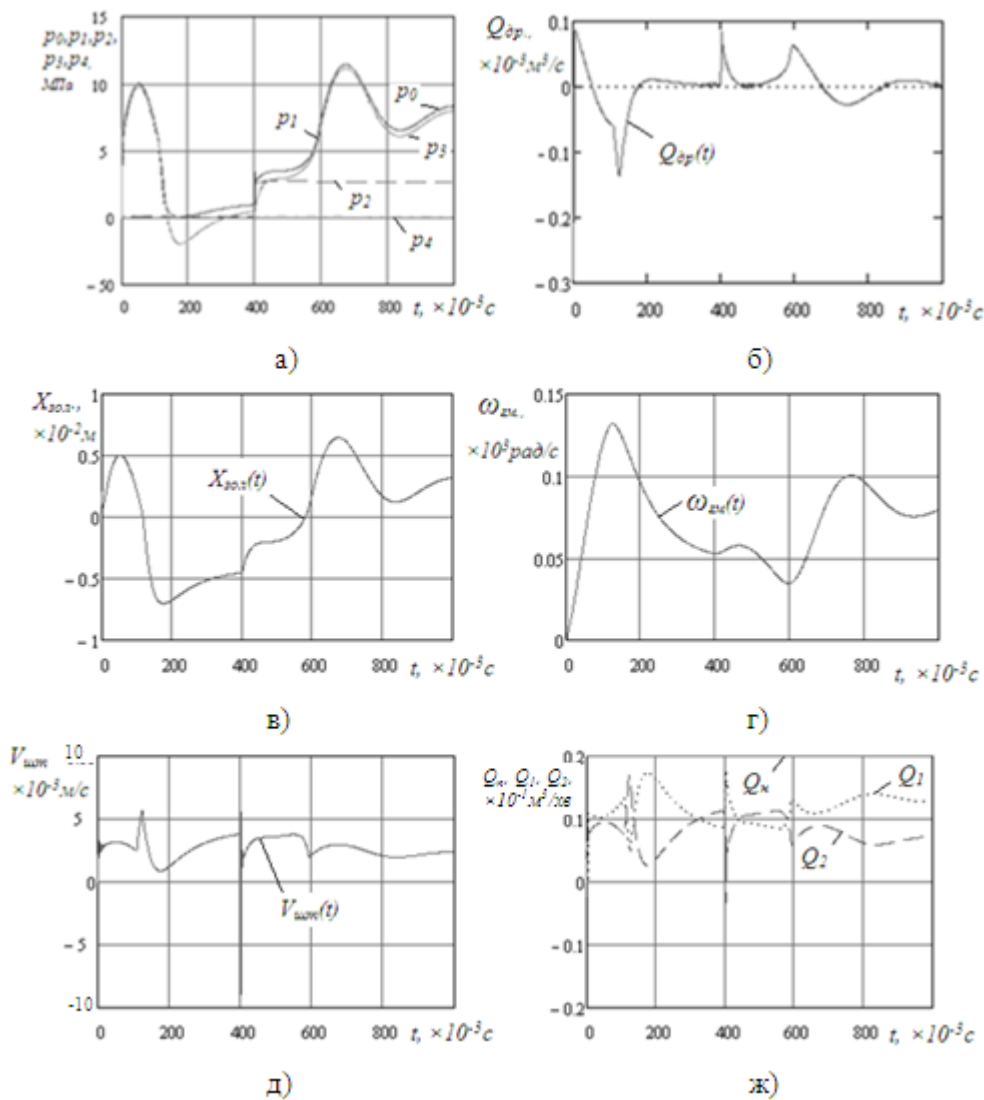


Рис. 2. Перехідний процес в адаптивному гідравлічному приводі вивантажувача стеблових кормів при початкових значеннях параметрів: а) зміна тиску в порожнинах гідросистеми, б) витрата рідини крізь дросель, в) переміщення золотника роздільника потоку, г) кутова швидкість вала гідромотора, д) швидкість подачі штока гідроциліндра, ж) витрати рідини, які споживаються гідромотором (Q_1) та гідроциліндром (Q_2)

На рис. 2 показано зміну параметрів вивантажувача 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 за зазначеним вище алгоритмом.

На рис. 2 а зображено перехідний процес зміни тиску у наступних гідролініях: тиск на виході насоса p_0 , тиск на вході гідромотора p_1 , тиск на вході гідроциліндра p_2 , тиск у підторцевій порожнині золотника роздільника потоку p_3 , тиск на виході гідроциліндра p_4 . Згідно складеної програми початок роботи системи гідроприводів відбувається при нульових значеннях тиску у всіх гідролініях та порожнинах. Відповідно до цієї граничної умови початок роботи системи гідроприводів характеризується значним ростом тисків p_0, p_1, p_2, p_3 – об'ємна подача насоса миттєво зростає при тому, що початкова швидкість гідромотора та

гідроциліндра дорівнювала в цей момент нулю. Далі значення указаних тисків зменшуються до величини, необхідної для подолання інерційного навантаження та опору сил в'язкого тертя.

На чотирьохсотій мілісекунді момент на валу гідромотора та зусилля на штоці гідроциліндра за ступінчастою залежністю зростають до указаних вище значень.

Відповідно зростають тиски p_0 , p_1 , p_3 . При цьому процес зміни величини тиску має коливальний характер, пікове значення указаних тисків наближається до 12 МПа, але амплітуда коливань з часом швидко зменшується і, таким чином, система набуває стану стійкої рівноваги. Час виходу системи в стан стійкої рівноваги знаходиться на рівні 600 мс, що свідчить про високий рівень швидкодії, який в повній мірі відповідає вимогам до динамічних характеристик системи гідроприводів більшості сільськогосподарських машин.

Витрата рідини крізь дросель (рис. 2, б) характеризується зміною напрямку, викликаною зміною напрямку руху золотника (рис. 2, в). В момент пуску системи гідроприводів, коли тиск p_3 зменшується до мінімального значення, пружина роздільника потоку штовхає золотник вправо, витісняючи рідину з підторцевої порожнини золотника крізь дросель. При подальшому русі золотника вліво рідина надходить до підторцевої порожнини – витрата крізь дросель має додатне значення. Відповідно змінюється положення золотника. Наприкінці першої секунди (рис. 2, в) золотник переміщується у фіксоване положення, при якому він зміщений з початкового положення на 3 мм.

При цьому в процесі навантаження робочих органів адаптивного гідропривода при $t=400$ мс частота обертання зростає від $\omega_{2m}=0,053 \times 10^3$ рад/с до $\omega_{2m}=0,08 \times 10^3$ рад/с (рис. 2, г), що відповідає підвищенню швидкості різання на 33 %. Швидкість подачі штока гідроциліндра зменшується від $V_{um}=3,75 \times 10^{-3}$ м/с до $V_{um}=2,5 \times 10^{-3}$ м/с (рис. 2, д), що відповідає зменшенню швидкості подачі П-подібної рамки на 33 % [9, 10].

Зміна швидкості обертання вала гідромотора та швидкості подачі П-подібної рамки виникла в результаті зміщення золотника роздільника 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. 2, ж). Об'ємна подача робочої рідини Q_1 , яка споживається гідромотором, збільшується від $0,088 \times 10^{-1}$ м³/хв до

$0,136 \times 10^{-1}$ м³/хв, що відповідає підвищенню швидкості різання силосного моноліту на 57 %. В той же час подача робочої рідини Q_2 , яка споживається гідроциліндром, зменшується від $0,113 \times 10^{-1}$ м³/хв до $0,075 \times 10^{-1}$ м³/хв, що відповідає зменшенню швидкості подачі П-подібної рамки на 43 %.

Таким чином, показані на рис. 2 осцилограми свідчать, що запропонований адаптивний гідравлічний привод вивантажувача стеблових кормів 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.

На рис. 3 зображено перехідний процес у адаптивному гідроприводі вивантажувача стеблових корму, розрахований при зміні настройки упора золотника роздільника потоку, який обмежує його рух вліво. В даному випадку прийнято, що величина настройки становить $b_2=4$ мм. Значення інших параметрів відповідають початковим, зазначеним вище, в тому числі діаметр золотника дорівнює $d_{зол}=25$ мм, жорсткість пружини $C_{пр}=0,5$ Н/мм.

В результаті зміни настройки упорів золотника тиск в лінії нагнітання зменшується приблизно на 25 %. Відповідно змінюються в бік зменшення тиски p_1 , p_2 , p_3 . Так пікове значення тиску p_1 не перевищує 7,5 МПа. Переміщення золотника роздільника потоку x в бік закриття другого робочого вікна значно збільшується, але при цьому зміна витрат у гідролініях, за якими робоча рідина надходить до гідромотора та гідроциліндра, не відрізняється від попередніх. При цьому перехідний процес характеризується значно меншою коливальністю та завершується виходом на усталене значення параметрів приблизно на 250 мс після подачі на робочі органи відокремлювача навантаження, що свідчить про підвищення швидкодії адаптивного гідравлічного привода вивантажувача стеблових корму. Зміна швидкостей гідромотора та штока гідроциліндра відбувається аналогічно до показаної на рис. 2. Таким чином, дана комбінація значень параметрів адаптивного гідравлічного привода вивантажувача стеблових корму забезпечує стійку роботу гідросистеми при високій якості її динамічних характеристик.

На рис. 4 зображено перехідні процеси, отримані при дослідженні математичної моделі адаптивного гідропривода вивантажувача при умові, що в даному випадку у порівнянні із започаткованими значеннями параметрів гідросистеми змінено настройку упора золотника $b_2=4$ мм, а також зменшено діаметр золотника до значення $d_{зол}=19,5$ мм, а жорсткість пружини до значення $C_{пр}=0,3$ Н/мм.

Аналіз процесів, які відбуваються в даному випадку, свідчить, що динамічний стан гідросистеми має граничний характер. При запуску адаптивного гідравлічного привода вивантажувача стеблових корму процес протікає керовано, відхилення параметрів не перевищує припустимих значень. Але в момент подачі навантаження на робочі органи процес набуває нестійкого характеру – амплітуда коливань параметрів, які визначають роботу гідросистеми постійно зростає до виходу на режим автоколивань. В результаті указаних коливань пікові значення тиску досягають 15 МПа, значними по величині амплітудами відрізняються

коливання переміщень золотника (рис. 4, в) і, відповідно, кутової швидкості вала гідромотора (рис. 4, г), а також витрат на вході гідромотора та гідроциліндра (рис. 4, ж).

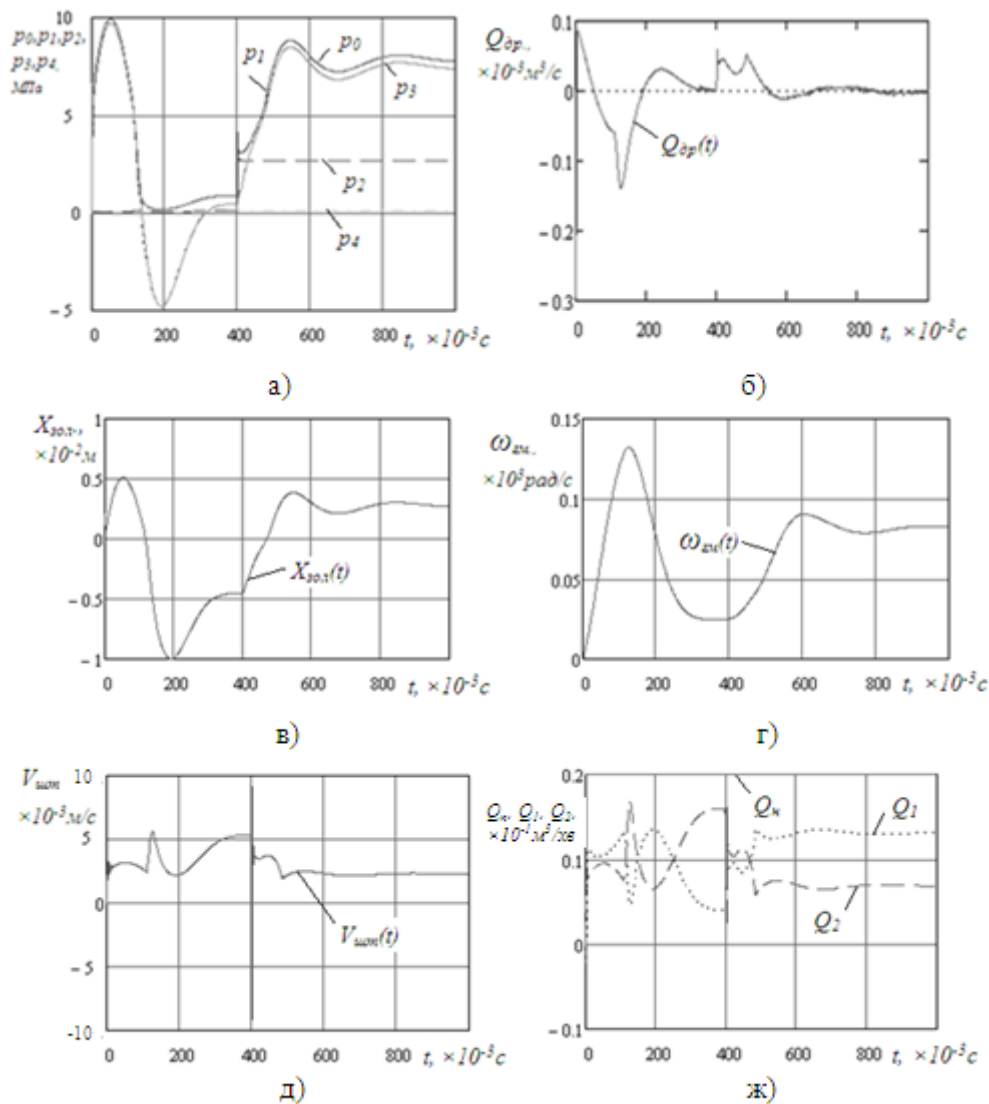


Рис. 3. Перехідний процес в адаптивному гідравлічному приводі вивантажувача стеблових кормів при значенні настройки упора $b_2=4$ мм: а) зміна тиску у порожнинних гідросистемах; б) витрата рідини крізь дросель; в) переміщення золотника роздільника потоку; г) зміна кутової швидкості гідромотора; д) зміна швидкості подачі П – подібної рамки; ж) витрати рідини, які споживаються гідромотором (Q_1) та гідроциліндром (Q_2)

Нестійкий процес роботи адаптивного гідравлічного привода вивантажувача стеблових кормів є неприйнятним з точки зору працездатності гідросистеми. Автоколивання, які збуджуються в гідросистемі, можуть бути причиною вібрацій машин, що можуть заважати виконанню нею свого службового призначення.

Таким чином, в процесі розроблення систем гідроприводів сільськогосподарських машин важливим критерієм вибору параметрів є необхідність забезпечення стійкого режиму роботи, оскільки дане дослідження свідчить про можливість виникнення нестійких режимів роботи при певній комбінації параметрів адаптивного гідравлічного привода вивантажувача стеблових кормів.

Проведено також розрахунок перехідних процесів при роботі систем гідроприводів блочно-порційного відокремлювача з метою дослідження впливу на якість динамічних характеристик відстані b_1 до упора, що обмежує переміщення золотника вправо. На рис. 5 показано перехідний процес, отриманий при значенні установки упора $b_1=3$ мм. При цьому вибрано золотник, діаметр якого дорівнює $d_{зол}=32$ мм при жорсткості пружини $C_{пр}=0,5$ Н/мм. Інші параметри адаптивного гідравлічного привода вивантажувача стеблових кормів відповідають початковим.

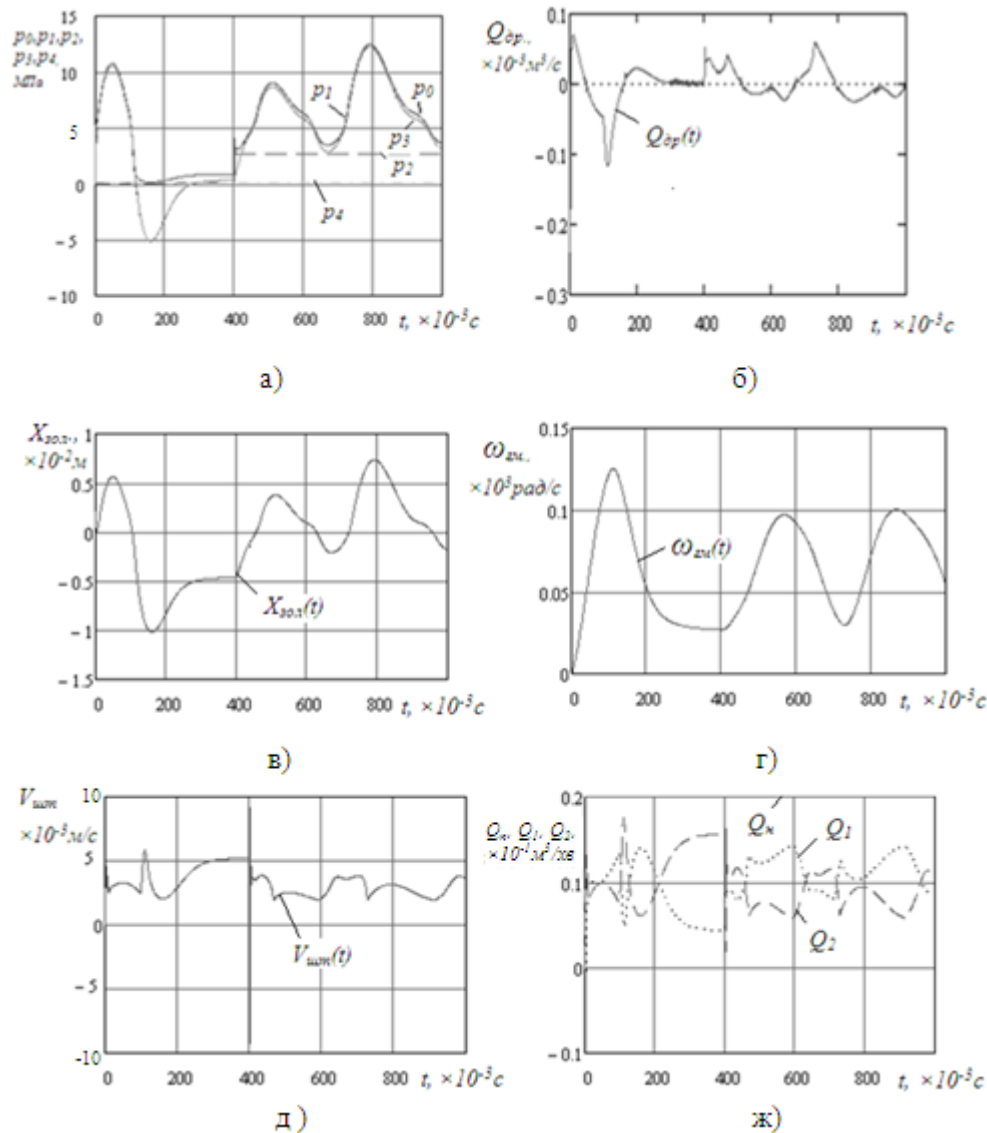


Рис. 4. Перехідний процес в адаптивному гідравлічному приводі вивантажувача стеблових кормів при настройці упора $b_2=4$ мм, діаметра золотника $d_{зол}=19,5$ мм, жорсткості пружини $C_{пр}=0,3$ Н/мм:
 а) зміна тиску у порожнинах гідросистеми; б) витрата рідини крізь дросель;
 в) переміщення золотника роздільника потоку; г) зміна кутової швидкості гідромотора; д) зміна швидкості подачі П-подібної рамки; ж) витрати рідини, які споживаються гідромотором (Q_1) та гідроциліндром (Q_2)

Збільшення діаметра золотника призводить до суттєвого збільшення сили на правому торці золотника роздільника потоку. В результаті цього зростає переміщення золотника вліво в напрямку додатних значень його координати (рис. 5, в). В свою чергу це викликає значне збільшення відкриття першого робочого вікна, яке з'єднує напірну гідролінію від насоса із гідромотором, та практично перекриває друге робоче вікно. В результаті, як показано на рис. 5, ж весь потік рідини від насоса спрямовується до гідромотора, швидкість обертання якого набуває максимального значення. В той же час швидкість подачі П-подібної рамки падає до нуля, що виключає можливість відокремлення блок-порції стеблових кормів від моноліту.

Такий режим роботи адаптивного гідравлічного привода вивантажувача стеблових кормів, який також відрізняється значною коливальністю (рис.5 а, в, г), неприйнятний з точки зору виконання усталеного технологічного процесу. В зв'язку з цим відповідно до потужності насосної станції необхідно обмежувати максимальне переміщення золотника, яке може виникати при запуску або зміні навантаження на виконавчих органах.

На рис. 6 зображені перехідні процеси в адаптивному гідроприводі вивантажувача стеблових кормів, які розраховані при зменшенні ширини робочих кромок золотника до $a=0,5$ мм. При цьому діаметр золотника дорівнює $d_{зол}=27$ мм, жорсткість пружини $C_{пр}=0,5$ Н/мм. Згідно із висновками за результатами аналізу впливу настройки лівого упора золотника її величину зменшено до значення $b_1=1$ мм.

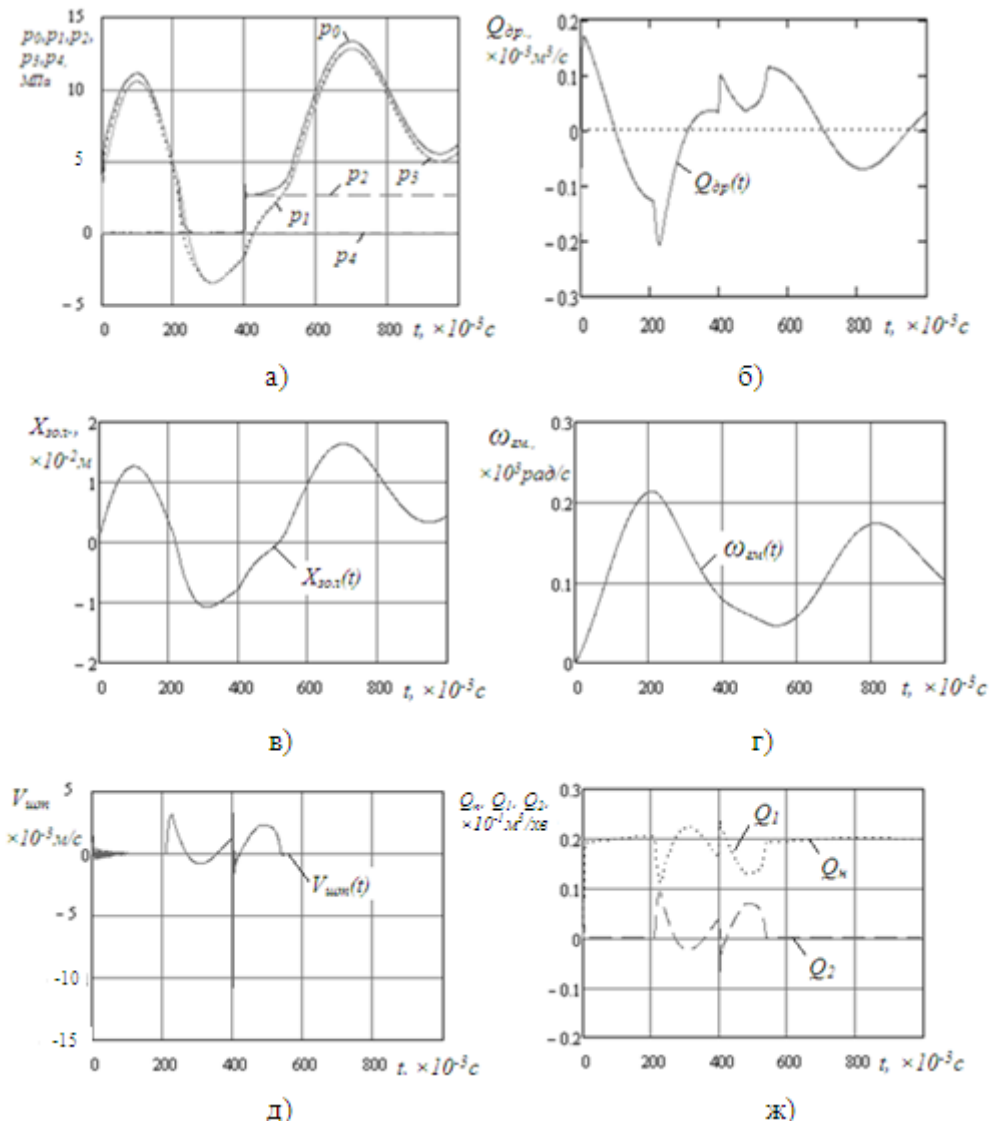


Рис. 5. Перехідний процес в адаптивному гідравлічному приводі вивантажувача стеблових кормів при настройці упора $b_1=3$ мм, діаметрі золотника $d_{зол}=32$ мм, жорсткості пружини $C_{пр}=0,5$ Н/мм:
 а) зміна тиску у порожнинах гідросистеми; б) витрата рідини крізь дросель;
 в) переміщення золотника роздільника потоку; г) зміна кутової швидкості гідромотора; д) зміна швидкості подачі П-подібної рамки; ж) витрати рідини, які споживаються гідромотором (Q_1) та гідроциліндром (Q_2)

Перехідний процес, який виникає при пускові адаптивного гідравлічного привода, завершується достатньо швидко, завершуючись до чотирьохсоті мілісекунди з виходом на усталені значення – система працює стійко (рис. 6 а, б, в, ж). Причому в даному випадку система гідроприводів в процесі пуску виходить на рівні значення подачі робочої рідини до гідромотора та гідроциліндра подачі П – подібної рамки – $Q_1=Q_2=0,10 \times 10^{-1} \text{ м}^3/\text{хв}$.

Після навантаження вихідних ланок гідродвигунів моментом різання та зусиллям подачі на 400 мс перехідний процес також має характер затухання, що свідчить про те, що адаптивний гідропривод не втрачає стійкості при навантаженні (рис. 6, в,г,д,ж).

В той же час слід зазначити, що при зміні навантаження на вихідних ланках гідромотора і гідроциліндра подачі П-подібної рамки зміна швидкості обертання вала гідромотора та швидкості подачі П-подібної рамки відбувається в більш широких межах, ніж у випадку, коли ширина робочих кромek дорівнювала $a=0,2$ мм (рис. 6, ж). Так, подача рідини до гідромотора збільшується на 50 % і дорівнює $Q_1=0,16 \times 10^{-1} \text{ м}^3/\text{хв}$, при цьому кутова швидкість вала гідромотора становить $\omega_{зм}=0,1 \times 10^3 \text{ рад/с}$ (рис. 6 г). Згідно рис. 6, ж подача робочої рідини до гідроциліндра привода подачі П-подібної рамки зменшується до значення $Q_2=0,05 \times 10^{-1} \text{ м}^3/\text{хв}$, що відповідає зниженню швидкості подачі на 50 %, при цьому швидкість подачі П-подібної рамки становить $V_{ум}=2,8 \cdot 10^{-3} \text{ м/с}$.

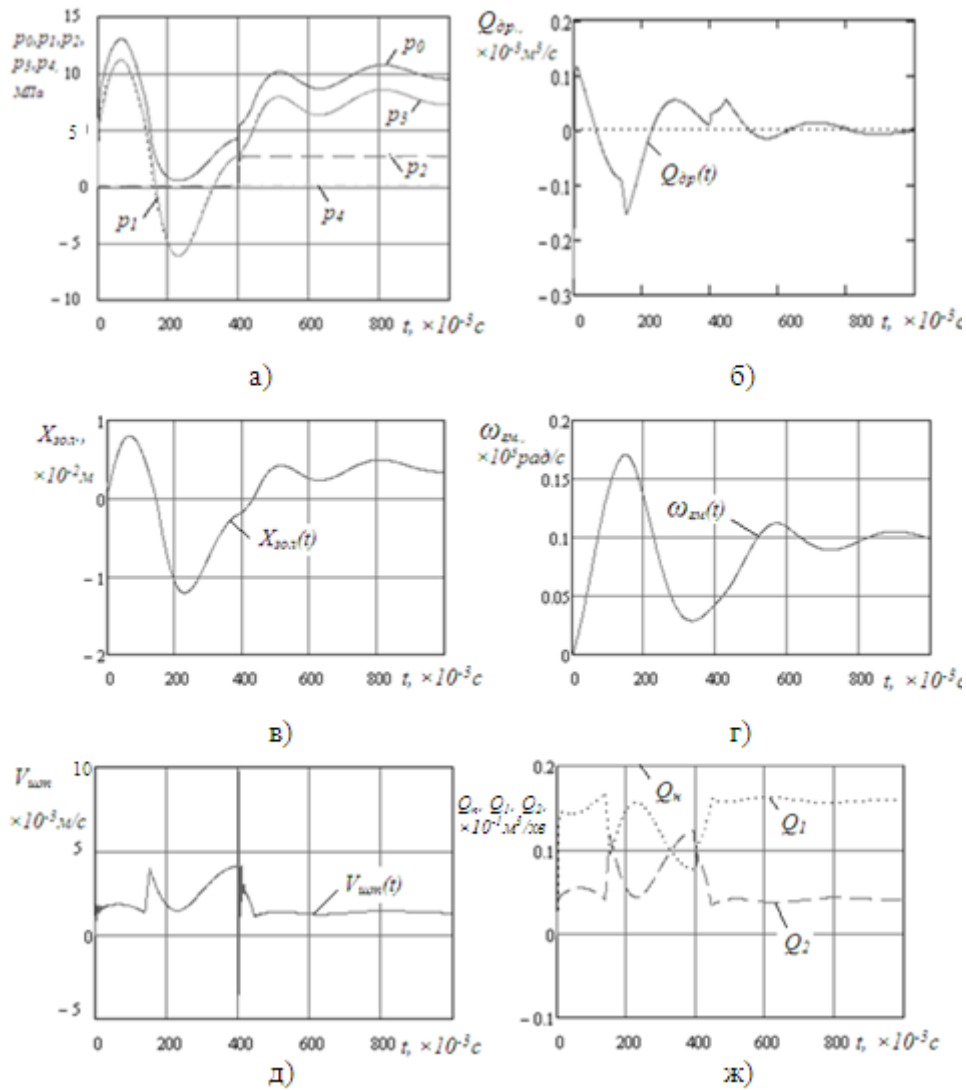


Рис. 6. Перехідні процеси в адаптивному гідравлічному приводі вивантажувача стеблових кормів при наступних значеннях параметрів: настройка упора $b_f=1$ мм, діаметр золотника $d_{зол.}=27$ мм, ширина робочої кромки $a=0,5$ мм, жорсткість пружини $C_{пр}=0,5$ Н/мм: а) зміна тиску у порожніх гідросистемах; б) витрата рідини крізь дроселі; в) переміщення золотника роздільника потоку; г) зміна кутової швидкості гідромотора; д) зміна швидкості подачі П-подібної рамки; ж) витрати рідини, які споживаються гідромотором (Q_1) та гідроциліндром (Q_2)

Аналогічний ефект спостерігається також і при умові зменшення діаметра золотника до значення $d_{зол.}=22,5$ мм, жорсткості пружини до значення $C_{пр}=0,3$ Н/мм. (рис. 7). Ширина робочої кромки має значення $a=0,5$ мм. Інші параметри адаптивного гідравлічного привода вивантажувача стеблових кормів залишаються незмінними і відповідають початковим значенням.

В даному випадку коливальність перехідного процесу збільшується, але він має згасаючий характер, що свідчить про стійкий режим роботи системи гідроприводів (рис. 7, д). Збільшення коливальності та пікових значень тиску (рис. 7, а) значною мірою визначається зменшенням жорсткості пружини, що знижує якість динамічних характеристик.

В той же час по завершенню перехідного процесу в адаптивному гідроприводі вивантажувача стеблових кормів виходить на той рівень вихідних параметрів, що і у попередньому випадку: витрата $Q_1=0,16 \times 10^{-1}$ м³/хв, кутова швидкість вала гідромотора $\omega_{зм.}=0,1 \times 10^3$ рад/с, витрата $Q_2=0,05 \times 10^{-1}$ м³/хв, швидкість подачі П-подібної рамки $V_{шт.}=2,8 \cdot 10^{-3}$ м/с (рис. 7, ж).

Таким чином, зміна діаметра золотника та жорсткості пружини впливають на якість перехідного процесу, а саме, дещо збільшують коливальність процесу, але характеристики регулювання швидкості різання стеблових кормів та подачі П-подібної рамки залежать тільки від геометрії та розмірів робочої кромки золотника. В даному випадку зменшення ширини робочої кромки фактично вдвічі збільшує діапазон регулювання швидкостей виконавчих ланок гідродвигунів адаптивного гідропривода вивантажувача стеблових кормів [10-12].

Висновки та пропозиції

Розроблено алгоритм проведення розрахунку на основі системи диференціальних рівнянь в середовищі Mathcad перехідних процесів, які визначають якість роботи адаптивного гідравлічного привода вивантажувача стеблових кормів.

Отриманні при різних комбінаціях параметрів перехідні процеси засвідчили наявність різних за характером режимів роботи адаптивної системи гідравлічного привода вивантажувача стеблових кормів.

При відповідних комбінаціях параметрів математичної моделі можливе виникнення нестійких режимів роботи, що дозволяє прогнозувати можливість нестійкого режиму роботи реального адаптивного гідравлічного привода вивантажувача стеблових кормів.

Показано, що запропонований адаптивний гідропривод вивантажувача стеблових кормів при умові стійкої роботи забезпечує виконання сформульованого принципу узгодженої зміни швидкостей вихідних ланок гідродвигунів при зміні навантаження на різальному механізмі. Зміна швидкостей відбувається пропорційно до величини моменту навантаження на валу гідромотора привода різального механізму, що дозволяє реалізувати принцип адаптації системи гідроприводів до зміни режимів навантаження.

Виявлено, що розширення діапазону регулювання швидкостей виконавчих гідродвигунів та, відповідно підвищення чутливості адаптивного гідропривода можливо шляхом відповідного вибору параметрів золотникового роздільника. Найбільш ефективно розширення діапазона регулювання швидкостей гідромотора різального механізму та гідроциліндра привода П-подібної рамки забезпечується шляхом зменшення ширини робочих кромок золотника.

Література

1. 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>
2. 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.
3. Панченко А.І. Перспективи гідрофікації мобільної сільськогосподарської техніки / А.І. Панченко, О.Ю. Золотарьов, А.А. Волошина, Д.С. Тітов // Промислова гідравліка і пневматика. – 2003. – №1 – С. 71-74.
4. Shargorodskiy S. Modeling of working processes of an adjustable APN type PVC 1.85 taking into account parametric oscillations / S. Shargorodskiy, V. Rutkevych, V. Zakrevskiy // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – 2021. – Вип. 4 (35). С. 33–43.
5. Поліщук Л.К. Вмонтовані гідравлічні приводи з гнучким тяговим органом, чутливі до зміни навантаження: монографія [текст] / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер // Вінниця, ВНТУ, 2010 р. – 184 с.
6. Руткевич В.С. Адаптивний гідравлічний привод блочно-порційного відокремлювача консервованого корму/ В.С. Руткевич // Техніка, енергетика, транспорт АПК. – 2017. – №4(99). С. 108–113.
7. 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.
8. Фінкельштейн З.Л. Експлуатація, обслуговування та надійність гідравлічних машин і гідроприводів / Фінкельштейн З.Л., Андренко П.М., Дмитрієнко О.В.; навч. посіб. Харків: Видавничий центр. НТУ “ХПІ”– 2014. 308 с.
9. 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. С. 10–20.
10. 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.
11. 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.
12. Руткевич В.С. Імітаційне моделювання та дослідження роботи гідропривода відокремлювача стеблових кормів з траншейних сховищ / В.С. Руткевич, В.М. Яропуд, І.М. Купчук, О.О. Остапчук // Вібрації в техніці та технологіях. – 2021. – № 3 (102). С. 88–99.

References

1. 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>
2. Ratushna N. Metodychni pidkhody do stvorennia novoi silskohospodarskoi tekhniki u vidpovidnosti z vymohamy rynku naukoiemnoi produktsii / N. Ratushna, I. Mahmudov, A. Kokhno // MOTROL.–2007. – № 9А. S. 119–123.

3. Panchenko A.I. Perspektivy hidrofikatsii mobilnoi silskohospodarskoi tekhniki / A.I. Panchenko, O.Iu. Zolotarov, A.A. Voloshyna, D.S. Titov // Promyslova hidravlika i pnevmatyka. – 2003. – №1 – S. 71-74.
4. Shargorodskiy S. Modeling of working processes of an adjustable APN type PVC 1.85 taking into account parametric oscillations / S.Shargorodskiy, V. Rutkevych, V. Zakrevskiy // Zbirnyk naukovykh prats Kirovohradskoho natsionalnoho tekhnichnoho universytetu. Tekhnika v silskohospodarskomu vyrobnytstvi, haluzeve mashynobuduvannya, avtomatyzatsiia. –2021. – Vyp. 4 (35). C. 33–43.
5. Polishchuk L.K. Vmontovani hidravlichni pryvody z hnuchkym tiahovym orhanom, chutlyvi do zminy navantazhennia: monohrafiia [tekst] / L. K. Polishchuk, O. O. Adler // Vinnytsia, VNTU, 2010 r. – 184 s.
6. Rutkevych V.S. Adaptivnyi hidravlichnyi pryvod blochno-portsiinoho vidokremlivacha konservovanoho kormu / V.S. Rutkevych // Tekhnika, enerhetyka, transport APK. – 2017. – № 4 (99). S. 108–113.
7. Rutkevych V.S. Matematychno modeliuвання roboty hidravlichnoho pryvoda sektsii shyrokozakhvatnoho kultyvatora z poslidovnym spratsiuванням hidrotsylindriv / V.S. Rutkevych // Tekhnika, enerhetyka, transport APK. – 2018. – № 2 (101). S. 37–47.
8. Finkelshtein Z.L. Ekspluatatsiia, obsluhovuvannya ta nadiinist hidravlichnykh mashyn i hidropryvodiv / Finkelshtein Z.L., Andrenko P.M., Dmytriienko O.V. //: navch. posib. Kharkiv: Vydavnychiy tsentr. NTU “KhPI” – 2014. 308 s.
9. 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. S. 10–20.
10. 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). S. 37–44.
11. 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). S. 64–69.
12. Rutkevych V.S. Imitatsiine modeliuвання ta doslidzhennia roboty hidropryvoda vidokremlivacha steblovykh kormiv z transheinykh skhovyshch / V.S. Rutkevych, V.M. Yaropud, I.M. Kupchuk, O.O. Ostapchuk // Vibratsii v tekhnitsi ta tekhnolohiiakh. – 2021. – № 3 (102). C. 88–99.