**Шаргородський С.А.**

к.т.н., доцент

Руткевич В.С.

к.т.н., доцент

Ящук Є.В.

аспірант

*Вінницький національний
аграрний університет***Shargorodskiy S.**

Ph.D., Associate Professor

Rutkevich V.

Ph.D., Associate Professor

Yaschuk U.

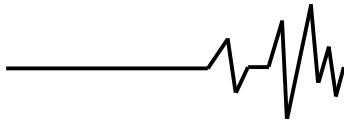
postgraduate student

*Vinnitsia National Agrarian
University***УДК 621.31(045)****DOI: 10.37128/2306-8744-2022-3-8****МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ГІДРОПРИВОДА ПЕРЕВЕДЕННЯ ШИРОКОЗАХВАТНОГО СІЛЬСЬГОСПОДАРСЬКОГО АГРЕГАТУ ІЗ ТРАНСПОРТНОГО ПОЛОЖЕННЯ У РОБОЧЕ.**

Дана стаття висвітлює розв'язання задачі побудови динамічної математичної моделі та її дослідження. Виконано аналіз процесів, що мають місце у гідравлічному приводі переведення широкозахватного сільськогосподарського агрегату із транспортного положення у робоче. Проведено пошук та аналіз вже існуючих гідравлічних систем, принципів побудови математичних моделей та способів їх розв'язання. Показано, що одним з напрямків розвитку ринку сучасних сільськогосподарських агрегатів є збільшення кількості конструкцій із збільшеною шириною захвату. Слід відзначити, що дана конструктивна особливість має певні переваги з точки зору економії пального, зменшення кількості проходів агрегату і як наслідок зменшення кількості ущільненого ґрунту. Що у свою чергу сприяє збереженню його стану та збільшує ефективність його використання. Недоліком широкозахватних агрегатів, є складність маневрування при виконанні розворотів. Тому для забезпечення швидкого маневрування, агрегати даного виду мають бути обладнані ефективною системою переведення машини із транспортного положення у робоче. Для забезпечення цієї вимоги використовується гідравлічний привод. Даний вид приводу має цілий ряд переваг - компактність, потужність, можливість працювати на значних швидкостях та здатність гасити вібрації. Запропоновано схему гідравлічного приводу переведення широкозахватного агрегату із транспортного положення у робоче з поступовим вмикання гідродвигунів. Розроблено математичну модель гідравлічного приводу. До складу запропонованої математичної моделі входять рівняння балансу кількості рідини, рівняння сил та моментів, що діють на робочі органи гідродвигунів. Отримані розв'язки даної системи дозволяють привести ґрунтовний аналіз процесів що протікають у гідроприводі, та виявити такі співвідношення параметрів гідропривода, при яких забезпечується якісна робота системи.

Ключові слова: широкозахватний агрегат сільськогосподарського призначення, гідравлічний привод, гідроциліндр, трипозиційний розподільник, математична модель приводу, розрахункова схема, параметр, дослідження.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Як відзначається у [3], для ефективноі роботи сільськогосподарських підприємств необхідне періодичне оновлення технічного парку у зв'язку із впровадженням нових технологій, або



відпрацюванням свого ресурсу. У зв'язку з цим, на внутрішньому ринку зменшується частка техніки вітчизняного виробництва і збільшилась частка техніки закордонного виробництва. Станом на сьогодні на вітчизняному ринку сільськогосподарської техніки представлені агрегати всесвітньо відомих виробників Will Reach, John Deere, Case та вітчизняних від ТОВ «Калина-Агромаш», ТОВ «Краснянське СП «Агромаш». Моделі агрегатів вітчизняного виробництва є досить цікавим для виробників сільськогосподарської продукції завдяки привабливій вартості, наявності запчастин, які постачаються у найкоротші терміни. Безумовно що вітчизняні виробники прагнуть довести свої машини до рівня агрегатів всесвітньо-відомих виробників, а отже питання оптимізації конструкцій, обладнання їх якісними та надійними гідравлічними приводами з метою забезпечення конкурентності та можливість виходу на міжнародний ринок є актуальною задачею. [3,4].

Відома схема гідравлічного привода переведення широкозахватної транспортної машини із транспортного положення у робоче і навпаки [2], що представлена на рис. 1.

Представлена на рис. 1 схема працює у наступній послідовності. У випадку, коли розподільник ввімкнено у нейтральному положенні, робоча рідина не подається до відповідних гідравлічних ліній, а зливається у бак через запобіжний клапан насосної станції.

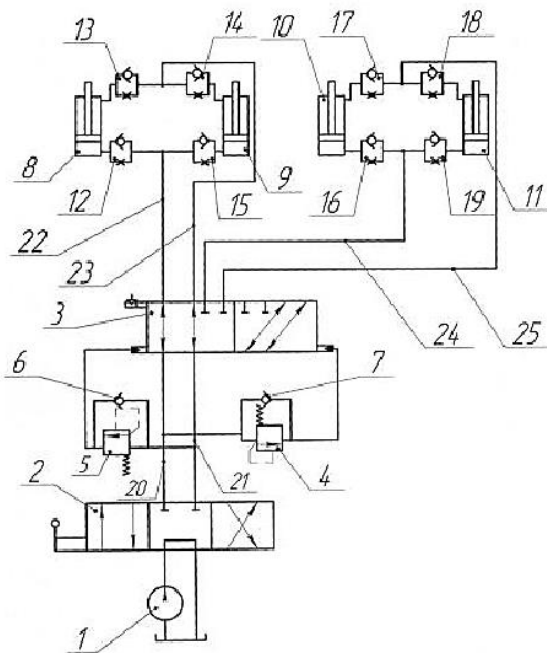


Рис. 1. Гідропривод переведення широкозахватного сільськогосподарського агрегату із транспортного положення у робоче.

У випадку, коли відбувається комутація правої порожнини, здійснюється подача робочої рідини до входу логічного клапана «або» крізь гідравлічну магістраль 20. Золотник клапана «Або» у даний момент є зафіксованим у крайньому лівому положенні.

Потім, з виходу клапана «Або» крізь гідравлічну магістраль 22 та дроселі із блоком зворотних клапанів 12 і 15 робоча рідина поступає до поршневих порожнин гідравлічних циліндрів 8 та 9.

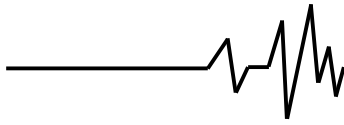
Із зливних порожнин гідравлічних циліндрів 8, 9, дроселі та зворотні клапана 13 і 14 робоча рідина по лінії 23 відводиться до логічного клапана "або". Після цього, крізь гідравлічний золотниковий розподільник 2 робоча рідина потрапляє до зливної гідравлічної лінії. В даному випадку поршні із штоками рухаються догори. Даний рух відбувається до тих пір, поки секції культиватора не стануть на упор, після чого даний рух припиняється. Після цього починається зростання тиску у порожнинах гідроциліндрів 8 та 9, а також відбувається підвищення тиску у гідравлічній магістралі 20, до якої приєднано клапан тиску 4. лінії підвищується тиск у гідролінії 20, до якої приєднано вхід клапана тиску 4. Даний клапан відкривається для скидання робочої гідравлічної рідини при підвищенні тиску до значення тиску налаштування. Якщо відбувається відкриття даного клапана, робоча рідина потрапляє під торець золотника логічного клапана 3 та перекидає його у праве положення із подальшою фіксацією. У наслідок цього, під тиском опиняється вхід логічного клапана 3, дроселі із зворотними клапанами 16 та 19 та нижні поршневі порожнини гідравлічних циліндрів 10 та 11, від яких робоча рідина потрапляє до дроселів із зворотними клапанами 17 та 18, крізь гідравлічну магістраль 25, логічний клапан 3, гідравлічний розподільник 2 і з нього у зливну магістраль. Як наслідок поршні гідравлічного циліндра 10 та гідравлічного циліндра 11 рухаються догори і відповідно розкривають крайні секції до моменту постановки на упор.

До недоліків даної схеми слід віднести її складність, та досить значну вартість комплектуючих.

Робота [3] присвячена питанням розробки методології та алгоритмізації роботи гідравлічних приводів сільськогосподарських машин.

У роботі [4] авторами висвітлено питання виникнення та розповсюдження вібрацій у конструкціях тракторів сільськогосподарського призначення.

Математичному моделюванню гідравлічної системи блочно-порційного відокремлювача кормів присвячена публікація



[5]. Розглянута гідравлічна система має у своєму складі значну кількість елементів, та у повній мірі забезпечує функціонування розглянутої машини. Запропоновані підходи до моделювання даних систем дозволяють застосувати їх для широкого кола машин.

Тому необхідно мати інструмент для проектування даної техніки з метою забезпечення виконання стандарту ДСТУ 2189 та забезпечення якісного забезпечення технологічних процесів у сільськогосподарському виробництві [5]. Вирішення цього завдання потребує обґрунтування технологічної схеми культиватора, статичних та динамічних розрахунків його ланок з перевіркою на міцність, надійність та математичного моделювання робочих процесів при різних умовах експлуатації.

Таким чином розв'язання задачі обґрунтування параметрів гідропривода переведення широкозахватної сільськогосподарської машини із транспортного положення у робоче і навпаки є актуальною науково-практичною задачею. У випадку позитивного розв'язання даної задачі вітчизняні підприємства отримають змогу проводити модернізацію існуючих широкозахватних сільськогосподарських агрегатів та створювати нові на більш якісному рівні, що у свою чергу сприятиме процесу виходу на зовнішні ринки і покращить позиції на внутрішньому.

Отже слід відзначити, що тема проведення публікації є актуальною і потребує подальшого розгляду.

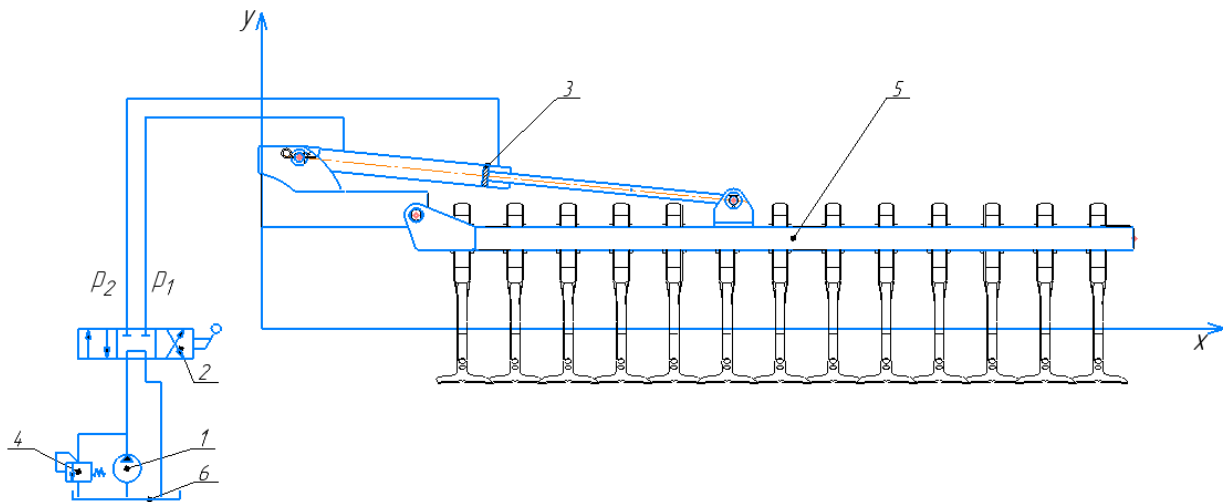


Рис.1 – Загальна схема механізму підіймання

Метою дослідження є вивчення функціонування гідравлічного привода переведення секцій широкозахватної сільськогосподарської машини із транспортного положення у робоче з послідовним

спрацюванням гідравлічних двигунів, визначення їх параметрів (кінематичних та силових).

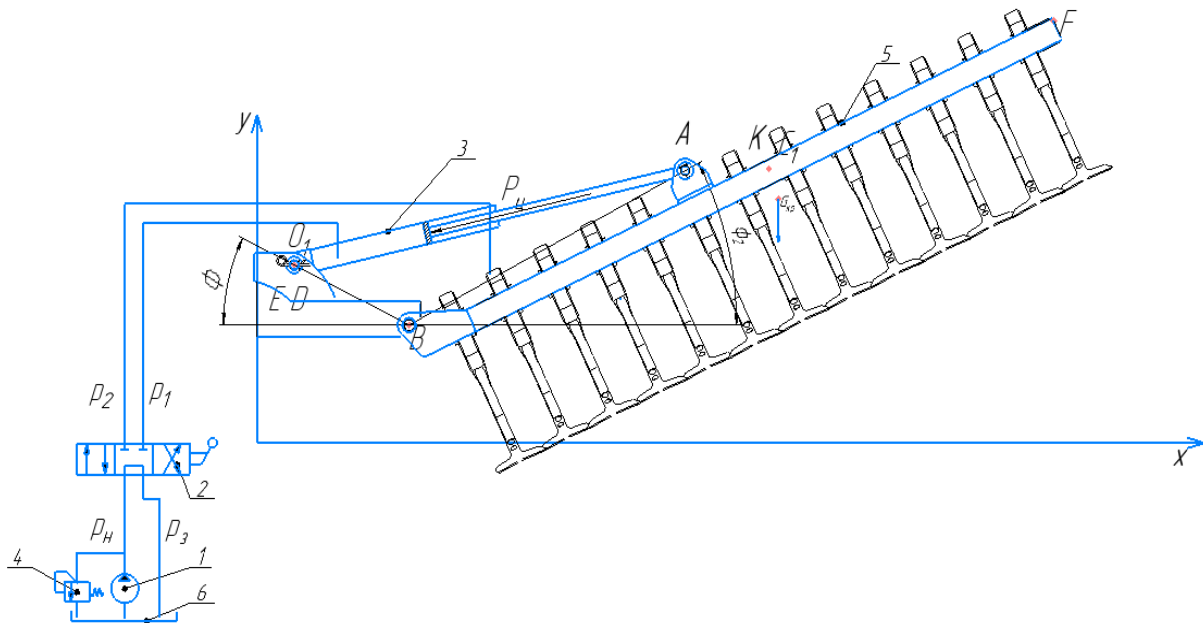
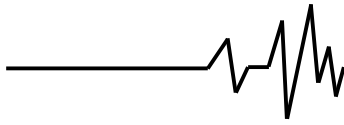


Рис. 2 - Розрахункова схема механізму підймання секції

Для досягнення поставленої необхідно вирішити наступні задачі:

- розробити математичну модель гідравлічної системи розгортання секцій широкозахватних сільськогосподарських машин;
- провести теоретичні дослідження отриманої математичної моделі та визначити допустимі межі параметрів моделі, при яких процес розгортання секцій широкозахватної сільськогосподарської машини задовольняє вимогам.

Розглянемо випадок, коли гідроциліндр буде підіймати крило 5 (рисунок 3.2) і при подачі сигналу керування на гідророзподільник 2, відбуватиметься його ввімкнення, внаслідок чого робоча рідина під тиском через прохідні канали розподільника потраплятиме від гідронасоса 1 до порожнини гідроциліндра 3. Рідина з другої порожнини також через прохідні канали розподільника зливатиметься в гідробак.

При розробці математичної моделі були зроблені наступні припущення:

1. Коефіцієнт витоків і густина, в'язкість, коефіцієнт витрати та температура робочої рідини постійні, оскільки під час експлуатації машини система кондиціювання робочої рідини забезпечує усталений температурний режим.
2. Не враховуються втрати тиску у внутрішніх каналах розподільника і на зворотних клапанах у зв'язку з їх незначною величиною.
3. Тиск підпору на зливі незначний і практично незмінний.
4. Відстань між елементами гідромеханізму і гідросистеми незначна, що дозволяє не враховувати хвильові процеси.

5. Пульсація подачі насоса з врахуванням її значної частоти не викликає збудження коливань тиску у гідросистемі.

6. Течія рідини в зазорах з'єднань деталей насоса-дозатора має ламінарний характер.

7. У зв'язку з виконанням на золотниках конструктивних елементів, що забезпечують їх центрування, можна не враховувати дію сил сухого тертя при аналізі руху золотника.

8. Пульсація подачі насоса з врахуванням її значної частоти не викликає збудження коливань тиску у гідросистемі.

9. Параметри дросельних кромок забезпечують турбулентний режим течії робочої рідини.

Вважаємо, що розподільник знаходиться у крайньому правому положенні.

У цьому випадку робоча рідина підводиться у штокову порожнину гідроциліндра. Рівняння балансу витрат для напірної порожнини гідроциліндра буде таким

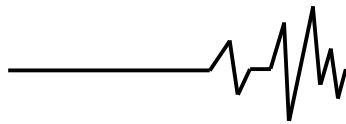
$$Q_H = Q_{ц1} + Q_{ут.ц.1} + Q_{пер.ц} + Q_{деф.1}, \quad (1)$$

де Q_H – витрата рідини, що подається від насосної станції у ліву, поршневу порожнину гідроциліндра;

$Q_{ц1}$ – витрата рідини у поршневій порожнині, що забезпечує рух поршня з заданою швидкістю;

$Q_{ут.ц.1}$ – витрати витікання рідини з поршневої порожнини гідроциліндра;

$Q_{пер.ц}$ – витрати на перетікання рідини з порожнини гідроциліндра під дією перепаду тисків p_1 та p_2 ;



$Q_{\text{деф.1}}$ – витрата рідини на компенсацію деформації порожнини, що знаходиться під тиском p_1 .

Поршень гідроциліндра, преміщуючись зліва направо, виштовхує рідину із поршневої порожнини. Рівняння балансу витрат для цієї порожнини має наступний вигляд

$$Q_{\text{ц2}} + Q_{\text{пер.ц}} = Q_{\text{деф.2}} + Q_{\text{ут.ц2}} + Q_6, \quad (2)$$

де $Q_{\text{ц2}}$ – витрата рідини у штоковій порожнині гідроциліндра, що забезпечує рух поршня з заданою швидкістю;

$Q_{\text{деф.2}}$ – витрата рідини на компенсацію деформації заповненої рідиною порожнини гідросистеми, що знаходиться під тиском p_4 ;

$Q_{\text{ут.ц2}}$ – витрата витікання рідини з даної порожнини внаслідок її негерметичності;

Q_6 – витрата рідини, що надходить у бак гідросистеми.

Фактична витрата рідини, що подається від нерегульованого насоса, визначається згідно виразу:

$$Q_H = q_H + n_H + \eta_{\text{об}}, \quad (3)$$

де q_H – робочий об'єм насоса;

n_H – частота обертання валу насоса;

$\eta_{\text{об}}$ – об'ємний коефіцієнт корисної дії.

Витрата рідини, що надходить у зливну гідролінію, обчислюється за залежністю

$$Q_6 = \mu \cdot f \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_2}, \quad (4)$$

де μ – коефіцієнт витрати;

f – площа прохідного перерізу робочого вікна;

ρ – густина робочої рідини.

Витрати, що споживаються гідроциліндром, для поршневої і штокової порожнин відповідно дорівнюють:

$$Q_{\text{ц1}} = S_1 \cdot \frac{dx}{dt}, \quad (5)$$

$$Q_{\text{ц2}} = S_2 \cdot \frac{dx}{dt}, \quad (6)$$

де S_1 – площа поршневої порожнини гідроциліндра;

S_2 – площа штокової порожнини гідроциліндра,

x – координата переміщення поршня.

Втрати 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, доскональна;

- шорсткість поверхонь до уваги не приймається;

- зазор симетричний.

В цьому випадку витрати рідини на витікання крізь прохідний переріз зазору будуть визначатися такими залежностями

$$Q_{\text{ут.ц1}} = \sigma_1 \cdot p_1, \quad (7)$$

$$Q_{\text{ут.ц}} = \sigma_2 \cdot p_2, \quad (8)$$

де σ_1, σ_2 – коефіцієнти витоків рідини з порожнин, які знаходяться під дією тисків p_1, p_2 відповідно.

Перетоки через неповну герметичність камер гідроагрегатів визначаються у випадку гідроциліндрів за залежністю

$$Q_{\text{пер.ц}} = \sigma_{\text{ц}} \cdot (p_1 - p_2), \quad (9)$$

де $\sigma_{\text{ц}}$ – коефіцієнт перетікання рідини між порожнинами гідроциліндра відповідно з камери високого тиску у камеру низького тиску.

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

$$Q_{\text{деф.і}} = K_i(p_i) \cdot W_i \cdot dp_i/dt, \text{ де } i = 1, 2, \quad (10)$$

де $K_i(p_i)$ – коефіцієнти податливості відповідних магістралей та порожнин даної гідросистеми;

W_1 – об'єм порожнини, яка з'єднує насосну станцію із поршневою порожниною гідроциліндра;

W_2 – об'єм порожнини, яка з'єднує штокову порожнину гідроциліндра із баком гідросистеми.

Механічна частина даної системи описується рівнянням моментів відносно точки В, та рівнянням сил, що діють на шток гідроциліндра.

Рівняння моментів відносно точки В має наступний вигляд

$$-\vec{M}_{\text{Гкр}} + \vec{M}_{\text{ц}} - \vec{M}_{\text{тр}} = \vec{M}_{\text{ін}}, \quad (11)$$

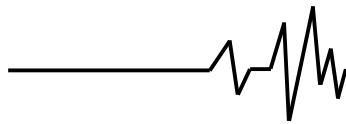
де $\vec{M}_{\text{ін}}$ – момент інерції механізму відносно точки В;

$\vec{M}_{\text{Гкр}}$ – момент від сили ваги крила;

$\vec{M}_{\text{ц}}$ – момент, що виникає при дії сили гідроциліндра;

$\vec{M}_{\text{тр}}$ – момент від сили тертя.

Момент інерції механізму визначається залежністю



$$M_{\text{ін}} = I \cdot \frac{d^2\phi_1}{dt^2}, \quad (12)$$

де I – приведений момент інерції механізму,

ϕ_1 - кут підйому крила.

Момент сили ваги крила визначаємо як добуток сили ваги крила $m_{\text{кр}} \cdot g$ на плече дії

$$M_{G_{\text{кр}}} = m_{\text{кр}} \cdot g \cdot BK, \quad (13)$$

Плече BK , як видно із рисунка 1, може бути розраховане за залежністю

$$BK = BC_1 \cos(-\phi_1), \quad (14)$$

Отже залежність для визначення моменту сили ваги крила має вигляд

$$M_{G_{\text{кр}}} = BC_1 \cdot m_{\text{кр}} \cdot g \cdot \cos(-\phi_1), \quad (15)$$

Момент сили, що розвивається гідроциліндром, визначаємо за залежністю

$$M_{\text{ц}} = (S_1 \cdot p_1 - S_2 \cdot p_2) \cdot BE, \quad (16)$$

Плече BE дії сили визначаємо за наступним виразом

$$BE = BD \cdot \cos(\phi_2 - \phi), \quad (17)$$

де ϕ_2 - кут нахилу осі гідроциліндра до горизонту;

ϕ - кут між вектором, що з'єднує осі шарнірів стріли і гідроциліндра на рамі та вертикаллю.

Враховуючи залежність (17), вираз (16) набуває вигляду

$$M_{\text{ц}} = (S_1 \cdot p_1 - S_2 \cdot p_2) \cdot BD \cdot \cos(\phi_2 - \phi), \quad (18)$$

Момент сили тертя розраховуємо як добуток коефіцієнта тертя β_M на швидкість обертання механізму відносно точки C .

$$M_{\text{тр}} = \beta_M \cdot \frac{d\phi}{dt}, \quad (19)$$

Кути ϕ_1 і ϕ_2 є взаємозалежними. Для визначення залежності кута ϕ_2 від ϕ_1 скористаємось теоремою косинусів, враховуючи напрям зміни кутів.

$$AD = \sqrt{AB^2 - BD^2 - 2AD \cdot BD \cos\left(\frac{\pi}{2} + \phi_1 - \phi\right)}, \quad (20)$$

Проекція контуру ABD на вісь Y має наступний вигляд

$$AD \cdot \sin(\phi_2) = O_1B - AB \cdot \sin(-\phi_1), \quad (21)$$

Із рівняння (21) із врахуванням рівняння (20) розраховуємо значення кута ϕ_2 за наступним виразом

$$\phi_2 = \arcsin\left(\frac{O_1B - AB \cdot \sin(-\phi_1)}{\sqrt{AB^2 - BD^2 - 2AD \cdot BD \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} + \phi_1 - \phi\right)}}\right), \quad (22)$$

Рівняння сил, що діють на шток гідроциліндра

$$-\vec{F}_{G_{\text{кр}}} + \vec{F}_{\text{ц}} - \vec{F}_{\text{тр}} = -\vec{F}_{\text{ін}}, \quad (23)$$

де $\vec{F}_{\text{ін}}$ - сила інерції, що діє на шток гідроциліндру під час прискореного руху;

$\vec{F}_{G_{\text{кр}}}$ - проекція сили ваги крила на вісь гідроциліндра;

$\vec{F}_{\text{ц}}$ - сила тиску робочої рідини у порожнинах гідроциліндра;

$\vec{F}_{\text{тр}}$ - сила тертя.

Силу інерції, що діє на шток гідроциліндра визначаємо як добуток приведеної маси на прискорення штока за виразом

$$F_{\text{ін}} = m \cdot \frac{d^2x}{dt^2}, \quad (24)$$

де m - маса приведена до штока гідроциліндра;

$\frac{d^2\phi_1}{dt^2}$ - прискорення штока гідроциліндра.

Проекцію сили ваги стріли та сили ваги вантажу на вісь гідроциліндра визначаємо за виразом

$$F_{G_{\text{кр}}} + F_{G_{\text{ц}}} = (m_{\text{кр}} + m_{\text{ц}}) \cdot g \times \frac{O_1B - AB \cdot \sin(-\phi_1)}{\sqrt{AB^2 - BD^2 - 2AD \cdot BD \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} + \phi_1 - \phi\right)}}, \quad (25)$$

Результуюча сил тиску у порожнинах гідроциліндра, що діє на поршень визначається за наступною залежністю

$$F_{\text{ц}} = S_1 \cdot p_1 - S_2 \cdot p_2, \quad (26)$$

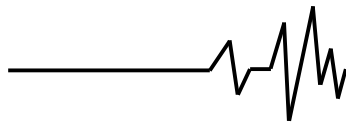
де S_1, S_2 , - ефективні площі поршня гідроциліндра,

p_1, p_2 , - тиск у першій та другій порожнинах гідроциліндра.

При врахуванні сили тертя, вважаємо що у парах тертя переважає рідинне тертя, тому залежність для розрахунку даного силового фактору має наступний вигляд

$$F_{\text{тр}} = \beta_{\text{тр}} \cdot \frac{dx}{dt}, \quad (27)$$

де $\beta_{\text{тр}}$ - коефіцієнт рідинного тертя;



$\frac{dx}{dt}$ - швидкість переміщення штока гідроциліндра.

Отже математична модель привода підймання крила культиватора складається із диференціальних рівнянь (1), (2), (11), (23) і має

шостий порядок. Підставляючи у рівняння (1), (2), (11), (23) залежності для розрахунку складових (3) – (10), (12) – (22), (24) – (27), отримаємо математичну модель у розгорнутому вигляді.

$$\begin{aligned}
 q_n \cdot n_n \cdot \eta_{об} &= S_1 \cdot \frac{dx}{dt} + \sigma_1 \cdot p_1 + \sigma_2 \cdot (p_1 - p_2) + K_1 \cdot W_1 \cdot \frac{dp_1}{dt} \\
 S_2 \cdot \frac{dx}{dt} + \sigma_2 \cdot (p_1 - p_2) &= K_2 \cdot W_2 \cdot \frac{dp_2}{dt} + \sigma_2 \cdot p_2 + \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_2} \\
 -m \cdot \frac{d^2x}{dt^2} + S_1 \cdot p_1 - S_2 \cdot p_2 - \beta_{ТР} \cdot \frac{dx}{dt} - (m_{кр} + m_{ц}) \cdot g & \\
 \cdot \frac{O_1B - AB \cdot \sin(-\varphi_1)}{\sqrt{AB^2 - BD^2 - 2 \cdot AD \cdot BD \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} + \varphi_1 - \varphi\right)}} &= 0 \\
 I \cdot \frac{d^2\varphi}{dt^2} - m_{кр} \cdot g \cdot BC_1 \cdot \cos(-\varphi) - m_{ц} \cdot g \cdot BL \cdot \cos(-\varphi) - \beta_M \cdot \frac{d\varphi}{dt} + (S_1 \cdot p_1 - S_2 \cdot p_2) \cdot AB \cdot & \\
 \cdot \sin\left(-\varphi_1 + \arcsin\left(\frac{O_1B - AB \cdot \sin(-\varphi_1)}{\sqrt{AB^2 - BD^2 - 2 \cdot AD \cdot BD \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} + \varphi_1 - \varphi\right)}}\right)\right) &
 \end{aligned} \tag{28}$$

Наведена вище математична модель є системою нелінійних диференціальних рівнянь 6 порядку. Аналітичний розв'язок даної системи є ускладнений, тому для пошуку розв'язку доцільно використовувати чисельні методи. Застосування даних методів дозволяє швидко і з достатньою точністю отримати розв'язок. Серед систем комп'ютерної математики найбільшо поширення отримали такі системи як MathLab та MathCad. Для пошуку розв'язків наведено вище системи було використано MathCad та вбудовану функцію rkf45, яка побудована на основі методу Рунге-Кутта-Фельдберга із автоматичною зміною кроку інтегрування.

Навантаження на систему задавалось за наступним алгоритмом:

1. Вмикався насос.
2. Через деякий час (на 0.4 - й секунд), коли система виходила у номінальний режим роботи, вмикався гідравлічний розподільник, і робоча рідина подавалась у відповідну порожнину гідроциліндра.
3. На першій секунді до штока гідроциліндра прикладалось корисне навантаження.

У результаті розв'язку даної системи рівнянь отримуємо перехідні процеси зміни параметрів системи.

Як видно із графічної залежності що представлена на рис. 2., середній тиск у процесі роботи системи під навантаженням є близьким 13 МПа. Момент перемикання гідравлічного розподільника відслідковується на 1 секунд і супроводжуються перехідним процесом також. Наявний перехідний процес зміни тиску у

гідравлічній системі є затухаючим. Амплітуда і частота коливань залежить від параметрів гідравлічної системи та зовнішнього навантаження.

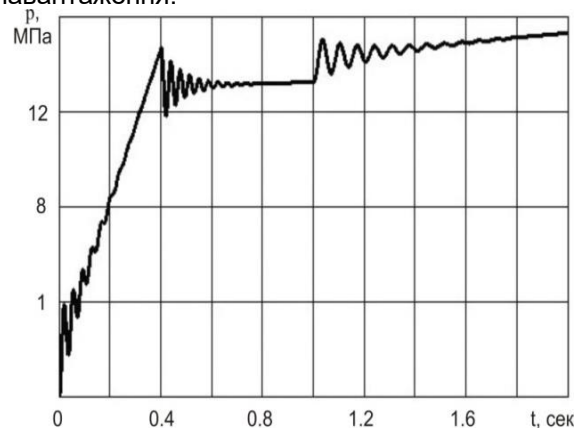
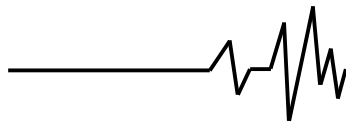


Рисунок 2 - Перехідний процес зміни тиску у напірній магістралі.

Слід відзначити, що існують такі співвідношення параметрів даної гідравлічної системи, при яких можливе виникнення автоколивальних процесів. Автоколивальні процеси у свою чергу є небажаними з точки зору якості і надійності роботи гідравлічної системи та агрегату в цілому. Отже з метою запобігання їх виникненню необхідно провести додаткові дослідження для виявлення областей існування оптимальних параметрів даного привода.

Висновок

Отримана математична модель дозволяє провести детальний аналіз роботи запропонованої гідравлічної системи: транспортному та робочому.



Попередні результати моделювання роботи гідравлічного привода секцій широкозахватного культиватора з послідовним спрацюванням гідроциліндрів свідчать про задовільні якості його динамічних характеристик. Подальші дослідження мають на меті виявити раціональні значення параметрів гідропривода.

Список використаних джерел

1. Аналіз стану української економіки 1 півріччя 2022 р. *Український інститут майбутнього*.

<https://uifuture.org/publications/analiz-stanu-ukrayinskoyi-ekonomiky/>.

2. Пат. 101966 Україна, МПК(2015.01) A01B 39/12. Гідравлічний привід складання секцій широкозахватного культиватора [Текст] / Іванов М.І., Руткевич В.С., Погребний Л.П. (Україна); заявник та патентовласник Вінницький національний аграрний університет. – № у 2015 03351; заявл.10.04.15; опубл. 12.10.2015, Бюл. № 19. – 5 с.

3. Casoli, P.; Gamba A.; Pompini, N.; Ricco, L. Hybridization methodology based on DP algorithm for hydraulic mobile machinery—Application to a middle size excavator. *Autom. Constr.* 2016, 61, 42-57. Rossetti, A.; Macor, A.; Scamperle, M. Optimization of components and layouts of hydromechanical transmissions. *Int. J. Fluid Power* 2017, 18, 123-134.

4. Sakthivel, A.; Sriraman, S.; Verma, R. Study of Vibration from Steering Wheel of an Agricultural Tractor. *SAE Int. J. Commer. Veh.* 2012, 5, 441-454.

5. Іванов, Н., Шаргородский С., Руткевич В. Математическая модель гидропривода блочно-порционного отделителя консервированных кормов. *MOTROL*. 2013. №5. С. 83–91.

6. Пастушенко, С.І. Питання оптимізації технічних систем. *Збірник наукових праць НАУ "Механізація сільськогосподарського виробництва"*. Київ: Видавництво НАУ. – 2002. – Т.ХІ. – С. 266-271.

7. Іванов М.І., Шаргородський С.А., Руткевич В.С. Підвищення експлуатаційної ефективності блочно-порційного вивантажувача консервованих кормів шляхом гідрофікації привода робочих органів. *Промислова гідравліка і пневматика*. 2013. №1(39). С. 91–96.

8. Kaletnik G., Honcharuk I., Okhota Y. The Waste-free production development for the energy autonomy formation of Ukrainian agricultural enterprises, *Journal of Environmental Management and Tourism*, 11 (2020), nr. 3, 513–522. DOI: 10.14505/jemt.v11.3(43).02.

9. Honcharuk I., Kupchuk I., Solona O., Tokarchuk O., Telekalo N.. Experimental research

of oscillation parameters of vibrating-rotor crusher. *Przeglad Elektrotechniczny*. 2021. Vol. 97, №3. P. 97–100. <https://doi.org/10.15199/48.2021.03.19>

10. Єгоров Б.В. Контроль якості та безпека продукції в галузі (комбікормова галузь). Олді+, 2018. 446 с.

11. Kupchuk I., Telekalo N. Substantiation of the constructive and mode parameters of vibratory disc crusher for the farm animals compound feeds production. Development of scientific, technological and innovation space in Ukraine and EU countries. Collective monograph. Riga, Latvia: "Baltija Publishing", 2021. P. 166-194.

12. Yanovych V., Honcharuk T., Honcharuk I., Kovalova K., Design of the system to control a vibratory machine for mixing loose materials. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2017. 6. P. 4–13. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.117635>

13. Мазур В.А., Гончарук І.В., Дідур І.М., Панцирева Г.В., Телекало Н.В., Купчук І.М. Інноваційні аспекти технологій вирощування, зберігання і переробки зернобобових культур: монографія. Вінниця: ВНАУ, 2021. 186 с.

14. Poberezhets Ju., Chudak R., Kupchuk, I., Yaropud V., Rutkevych V. Effect of probiotic supplement on nutrient digestibility and production traits on broiler chicken. *Agraarteadus*. 2021. Vol. 32, №2. P.296-302. <https://doi.org/10.15159/jas.21.28> (Scopus).

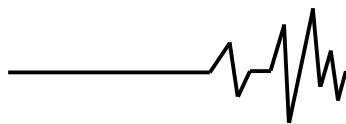
15. Petrova Z., Paziuk V., Tokarchuk O., Polievoda Y. Special aspects of soybean drying with high seedling vigor, *UPB Scientific bulletin, Series D: Mechanical Engineering, University Politehnica of Bucharest*, 83 (2021), nr. 2, 327–336.

References

1. Analiz stanu ukrains'koi ekonomiky 1 pivrichchia 2022 r. *Ukrains'kyj instytut majbutn'oho*. <https://uifuture.org/publications/analiz-stanu-ukrayinskoyi-ekonomiky/>.

2. Pat. 101966 Ukraina, МПК(2015.01) A01B 39/12. Hidravlichnyj pryvid skladannia sektsij shyrokozakhvatnoho kul'tyvatora [Tekst] / Ivanov M.I., Rutkevych V.S., Pohrebnyj L.P. (Ukraina); zaiavnyk ta patentovlasnyk Vinnyts'kyj natsional'nyj ahrarynyj universytet. – № у 2015 03351; zaiavl.10.04.15; opubl. 12.10.2015, Biul. № 19. – 5 s.

3. Casoli, P.; Gamba A.; Pompini, N.; Ricco, L. Hybridization methodology based on DP algorithm for hydraulic mobile machinery—Application to a middle size excavator. *Autom. Constr.* 2016, 61, 42-57. Rossetti, A.; Macor, A.; Scamperle, M. Optimization of components and layouts of hydromechanical transmissions. *Int. J. Fluid Power* 2017, 18, 123-134.



4. Sakthivel, A.; Sriraman, S.; Verma, R. Study of Vibration from Steering Wheel of an Agricultural Tractor. *SAE Int. J. Commer. Veh.* 2012, 5, 441-454.

5. Yvanov, N., Sharhorodskij S., Rutkevych V. Matematycheskaia model' hydropryvoda blochno-portsyonnoho otdelytelia konservirovannykh kormov. *MOTROL.* 2013. №5. S. 83–91.

6. Pastushenko, S.I. Pytannia optymizatsii tekhnichnykh system. *Zbirnyk naukovykh prats' NAU "Mekhanizatsiia sil'skohospodars'koho vyrobnytstva"*. Kyiv: Vydavnytstvo NAU. – 2002. – T.XI. – S. 266-271.

7. Ivanov M.I., Sharhorodskij S.A., Rutkevych V.S. Pidvyschennia ekspluatatsijnoi efektyvnosti blochno-portsijnoho vyvantazhuvacha konservovanykh kormiv shliakhom hidrofikatsii pryvoda robochykh orhaniv. *Promyslova hidravlika i pnevmatyka.* 2013. №1(39). C. 91–96.

8. Kaletnik G., Honcharuk I., Okhota Y. The Waste-free production development for the energy autonomy formation of Ukrainian agricultural enterprises, *Journal of Environmental Management and Tourism*, 11 (2020), nr. 3, 513–522. DOI: 10.14505/jemt.v11.3(43).02.

9. Honcharuk I., Kupchuk I., Solona O., Tokarchuk O., Telekalo N.. Experimental research of oscillation parameters of vibrating-rotor crusher. *Przeglad Elektrotechniczny.* 2021. Vol. 97, №3. P. 97–100. <https://doi.org/10.15199/48.2021.03.19>

10. Yehorov B.V. Kontrol' iakosti ta bezpeka produktsii v haluzi (kombikormova haluz'). *Oldi+*, 2018. 446 s.

11. Kupchuk I., Telekalo N. Substantiation of the constructive and mode parameters of vibratory disc crusher for the farm animals compound feeds production. *Development of scientific, technological and innovation space in Ukraine and EU countries. Collective monograph.* Riga, Latvia: "Baltija Publishing", 2021. P. 166-194.

12. Yanovych V., Honcharuk T., Honcharuk I., Kovalova K., Design of the system to control a vibratory machine for mixing loose materials. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies.* 2017. 6. P. 4–13. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.117635>

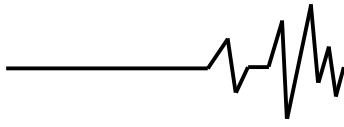
13. Mazur V.A., Honcharuk I.V., Didur I.M., Pantsyreva H.V., Telekalo N.V., Kupchuk I.M. Innovatsijni aspekty tekhnolohij vyroschuvannia, zberihannia i pererobky zernobobovykh kul'tur: monohrafiia. *Vinnytsia: VNAU,* 2021. 186 s.

14. Poberezhets Ju., Chudak R., Kupchuk, I., Yaropud V., Rutkevych V. Effect of probiotic supplement on nutrient digestibility and production traits on broiler chicken. *Agraarteadus.* 2021. Vol. 32, №2. P.296-302. <https://doi.org/10.15159/jas.21.28> (Scopus).

15. Petrova Z., Paziuk V., Tokarchuk O., Polievoda Y. Special aspects of soybean drying with high seedling vigor, *UPB Scientific bulletin, Series D: Mechanical Engineering, University Politehnica of Bucharest*, 83 (2021), nr. 2, 327–336.

MATHEMATICAL MODELING OF THE HYDRAULIC DRIVE TRANSFER OF A EXTENSIVE AGRICULTURAL UNIT FROM TRANSPORTATION TO WORKING POSITION.

This article highlights the solution to the problem of building a dynamic mathematical model and its research. The analysis of the processes taking place in the hydraulic drive of the transfer of the wide-grip agricultural unit from the transport position to the working position was performed. Search and analysis of already existing hydraulic systems, principles of building mathematical models and methods of their solution were carried out. It is shown that one of the directions of development of the market of modern agricultural aggregates is an increase in the number of structures with an increased width of grip. It should be noted that this design feature has several advantages from the point of view of fuel economy, reduction of the number of passes of the unit and, as a result, reduction of the amount of compacted soil. Which, in turn, contributes to the preservation of its condition and increases the efficiency of its use. The disadvantage of wide-grip units is the difficulty of maneuvering when turning. Therefore, to ensure quick maneuvering, units of this type must be equipped with an effective system for transferring the machine from the transport position to the working position. A hydraulic drive is used to meet this requirement. This type of drive has a number of advantages - compactness, power, the ability to work at high speeds and the ability to dampen vibrations. The scheme of the hydraulic drive for transferring the wide-grip unit from the transport position to the working position with gradual switching on of the hydraulic motors is proposed. A mathematical model of the hydraulic drive has been



developed. The composition of the proposed mathematical model includes the balance equations of the amount of liquid, the equations of forces and moments acting on the working bodies of hydraulic motors. The obtained solutions of this system make it possible to conduct a thorough analysis of the processes

taking place in the hydraulic drive, and to identify such ratios of hydraulic drive parameters that ensure high-quality operation of the system.

Keywords: wide-grip agricultural unit, hydraulic drive, hydraulic cylinder, three-position distributor, mathematical model of the drive, calculation scheme, parameter, research.

Відомості про авторів

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).

Руткевич Володимир Степанович – кандидат технічних наук, доцент кафедри машин та обладнання сільськогосподарського виробництва Вінницького національного аграрного університету (вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, Україна, 21008, e-mail: v_rut@ukr.net).

Ящук Євген Валерійович - аспірант кафедри «Машин та обладнання сільськогосподарського виробництва» Вінницького національного аграрного університету (вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, 21008, Україна, e-mail: zenaasuk@gmail.com).

Shargorodskiy Serhiy – 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).

Rutkevych Volodymyr – PhD, Associate Professor 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).

Yashchuk Evgen – post-graduate student of the Department "Machinery and Equipment of Agricultural Production" of Vinnytsia National Agrarian University (3 Sonyachna Street, Vinnytsia, 21008, Ukraine, e-mail: zenaasuk@gmail.com).