



УДК 631.3

**МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДА СЕКЦІЙ
ШИРОКОЗАХВАТНОГО КУЛЬТИВАТОРА З ПОСЛІДОВНИМ СПРАЦЮВАННЯМ
ГІДРОЦИЛІНДРІВ**

Руткевич Володимир Степанович, к.т.н., старший викладач
Вінницький національний аграрний університет

V. Rutkevych, PhD, Senior Lecturer
Vinnytsia National Agrarian University

Розглядаються проблеми моделювання динамічних процесів, що протікають у складній гідромеханічній підсистемі гідравлічного привода секцій широкозахватного культиватора з послідовним спрацюванням гідроциліндрів. Описано принцип дії гідравлічного привода секцій широкозахватного культиватора з послідовним спрацюванням гідроциліндрів. Наведено математичну модель гідроприводу секцій широкозахватного культиватора у робочому та транспортному положенні. Проведено дослідження роботи гідравлічного привода з послідовним спрацюванням гідроциліндрів та дано рекомендації з удосконалення гідравлічного привода секцій культиватора.

Ключові слова: ґрунт, конструкція, культиватор, гідропривод, гідроциліндр, математична модель привода, розрахункова схема, параметр, дослідження.

Ф. 49. Рис. 5. Літ. 9.

1. Вступ

Перехід сільського господарства України до ринкової економіки призвів до зниження виробництва сільськогосподарської техніки, переорієнтування основних ремонтно-технічних підприємств, масового впровадження дороговартісної зарубіжної техніки [1]. У підсумку всі ці фактори призвели до підвищення собівартості сільськогосподарської продукції. У концепції розвитку сільськогосподарської техніки до 2020 року заплановано створення широкозахватних ґрунтообробних, комбінованих, універсальних і уніфікованих агрегатів нового покоління, що забезпечують максимальну продуктивність при мінімальних витратах засобів і виконують технологічні операції без зниження якісних показників роботи знаряддя та при надійності машин на рівні і вище зарубіжних аналогів [2].

2. Постановка проблеми

В агропромисловому секторі України склалася складна ситуація. Технічний парк села зношений, багато заводів сільськогосподарського машинобудування припинили випуск продукції майже повністю. Внутрішній ринок став збіднюватися і на нього хлинув потік зарубіжної техніки. Однак, для великих господарств ринок сільськогосподарської техніки в Україні не заповнений у достатньому обсязі технічною базою. На українському ринку широкозахватних культиваторів поширені іноземні агрегати від Will Reach, John Deere, Case та вітчизняні від ТОВ «Калина-Агромаш», ТОВ «Краснянське СП «Агромаш» з шириною захвату до 14 м. Порівняння з іноземними аналогами показує потенційну можливість зменшення ваги вітчизняних культиваторів до 20 % без зниження міцності та надійності культиватора [3, 4].

Отже, для заповнення сегменту ринку широкозахватних культиваторів, які б відповідали чинному ДСТУ 2189 та забезпечували якісне виконання технологічного процесу, необхідно мати ефективний інструмент для проектування подібної техніки [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.

Тому, обґрунтування параметрів гідравлічного привода секцій широкозахватного культиватора з послідовним спрацюванням гідроциліндрів є актуальною науково-практичною задачею, вирішення якої дасть можливість модернізувати і створити нові приводи сільгоспмашин, що гарантують підвищення їх якості та ефективності, а це в свою чергу забезпечить їх конкурентоспроможність на внутрішньому і зовнішніх ринках.



Метою дослідження є вивчення функціонування гідравлічного привода секцій широкозахватного культиватора з послідовним спрацюванням гідроциліндрів (у транспортному та робочому положенні), визначення кінематичних та силових параметрів, оцінки ефективності роботи системи переходу в транспортне та робоче положення.

3. Основні результати досліджень

Принципову схему гідравлічного привода секцій широкозахватного культиватора з послідовним спрацюванням гідроциліндрів показано на рис. 1. Гідравлічний привод секцій широкозахватного культиватора (рис. 1) містить гідробак 10, гідронасос 1, двохпозиційний чотирьохлінійний розподільник 2, запобіжний клапан 9, зворотні клапани 4, 7, які установлені паралельно до клапанів тиску 3, 8 та два поршневі гідроциліндри 5, 6, з'єднаних послідовно. Клапани тиску 3, 8 установлені у гідролініях підведення рідини до поршневої та штокової порожнин гідроциліндра [6].

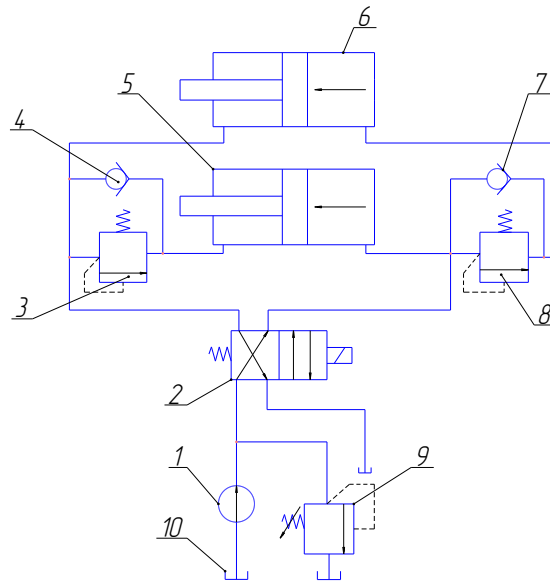


Рис. 1. Принципова схема гідропривода послідовного переміщення секцій широкозахватного культиватора

Робоча рідина у процесі роботи гідравлічного привода секцій широкозахватного культиватора підводиться до порожнини гідроциліндра, який переміщує відповідно вихідну ланку, з'єднану із відповідною секцією культиватора до заданого положення, після чого гідроциліндр виходить на упор, тиск у відповідній гідролінії підвищується, в результаті чого спрацьовує клапан тиску, який з'єднує дану гідролінію із порожниною наступного гідроциліндра привода наступної секції культиватора. Таким чином забезпечується послідовне переміщення секцій культиватора при складанні їх у транспортне положення.

Для переміщення секцій культиватора у транспортне положення, розподільник 2 потрібно перевести у крайнє праве положення, після чого рідина під тиском потрапить до штокової порожнини гідроциліндра 6. Після виходу штока гідроциліндра на упор, від збільшення тиску спрацює клапан 3 і відкриє доступ рідини до штокової порожнини гідроциліндра 5, що відповідає початку складання внутрішніх секцій культиватора.

Математична модель гідросистеми з послідовним спрацюванням виконавчих елементів (режим розкладання у робоче положення).

Для складання математичної моделі гідравлічного привода управління положенням секцій широкозахватного культиватора, описаного вище, було розроблено розрахункову схему, яку показано на рис. 2. для випадку розкладання секцій широкозахватного культиватора.

Математична модель даного гідропривода складається з наступних рівнянь: рівняння нерозривності потоків, рівняння сил і моментів діючих на секції культиватора в момент розкладання [7, 8].

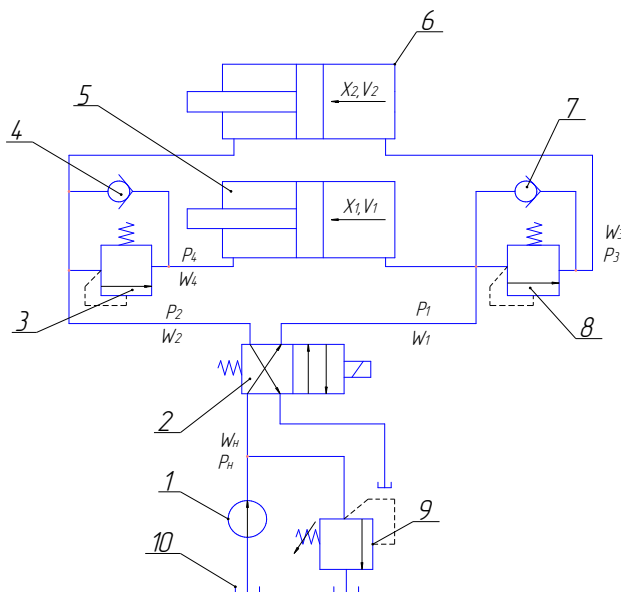


Рис. 2. Розрахункова схема гідропривода секцій широкозахватного культиватора (переведення культиватора в робоче положення)

Рівняння нерозривності потоків робочої рідини в гідролініях та порожнинах гідропривода секцій широкозахватного культиватора мають наступний вигляд:

1. Рівняння потоків з виходу нагнітаючої лінії насосної станції на вхід розподільника:

$$Q_H = Q_{p_1} + Q_{3K} + Q_{вит} + Q_{дефн} \quad (1)$$

де Q_H – подача насоса;

Qp_1 – витрата через розподільник;

Q_{3K} – витрата запобіжного клапана;

Q_{вит} – витрки у насосі;

$Q_{\text{дефн}}$ – витрата, викликана стисканням робочої рідини, під тиском P_H .

2. Рівняння потоків з виходу розподільника на вхід поршневої порожнини гідроциліндра 5:

$$Qp_1 = Qzy_n + Qm_8 - Q3w_7 + Qsum_5 + Qnep_5 + Qdef_1 \quad (2)$$

де $Q_{гц,n}$ – витрата рідини до поршневої порожнини гідроциліндра 5;

Qm_8 – витрата через клапан тиску 8;

$Q_{зв_7}$ – витрата через зворотний клапан 7;

$Q_{вит_5}$ – витрата витоків в порожнині гідроциліндра 5;

$Q_{пер_5}$ – витрата перетоків між порожнинами гідроциліндра;

Q_{def_1} – витрата деформації порожнини під тиском P_l .

3. Рівняння потоків до поршневої порожнини гідроциліндра 6:

$$Qm_8 = Qzu_6n + Q3w_7 + Qvum_6 + Qnep_6 + QdefP_3 \quad (3)$$

де $Q_{гц_6}n$ – витрата рідини у штокову порожнину гідроциліндра 6;

$Q_{пер_6}$ – витрата через зворотний клапан 7;

$Q_{вит_6}$ – витрата витоків в порожнині гідроциліндра 6;

$Q_{пер_6}$ – витрата перетоків між порожнинами гідроциліндра;

$Q_{def}P_3$ – витрата деформації порожнини під тиском P_3 .



4. Рівняння потоків рідини на виході штокової порожнини гідроциліндра 5:

$$Q_{\text{ц}_{5\text{шт}}} = Q_{\text{зв}_4} + Q_{\text{вит}_{5\text{шт}}} + Q_{\text{пер}_5} + Q_{\text{деф}P_4} \quad (4)$$

де $Q_{\text{ц}_{5\text{шт}}}$ – витрата на виході штокової порожнини гідроциліндра 5;

$Q_{\text{зв}_4}$ – витрата через зворотний клапан 4;

$Q_{\text{вит}_{5\text{шт}}}$ – витрата витоків в порожнині гідроциліндра 5;

$Q_{\text{пер}_5}$ – витрата перетоків між порожнинами гідроциліндра;

$Q_{\text{деф}P_4}$ – витрата деформації порожнини під тиском P_4 .

5. Рівняння витрат з штокової порожнини гідроциліндра 6:

$$Q_{\text{ц}_{6\text{шт}}} + Q_{\text{зв}_4} = Q_{P_2} + Q_{\text{вит}P_2} + Q_{\text{деф}P_2} \quad (5)$$

де $Q_{\text{ц}_{6\text{шт}}}$ – витрата рідини з штокової порожнини гідроциліндра 6;

$Q_{\text{зв}_4}$ – витрата через зворотний клапан 4;

Q_{P_2} – витрата через розподільник на зливання під тиском P_2 ;

$Q_{\text{вит}P_2}$ – витрати з порожнини під дією тиску P_2 ;

$Q_{\text{деф}P_2}$ – витрати деформації порожнини під дією тиску P_2 .

Залежності, які визначають потоки через гідропристрої [8]:

$$Q_n = V_o \cdot n; \quad (6)$$

де V_o – робочий об'єм;

n – частота обертання.

$$Q_{P_1} = \mu \cdot f_p \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{|P_n - P_1|} \cdot \text{sign}(P_n - P_1); \quad (7)$$

де μ – коефіцієнт витрати;

f_p – площа робочого вікна розподільника;

ρ – густина.

$$\text{sign}(P_n - P_1) = \begin{cases} +1 \rightarrow P_n > P_{\text{кл}}; \\ -1 \rightarrow P_n < P_{\text{кл}}; \end{cases}$$
$$Q_{\text{зк}} = \begin{cases} 0 \rightarrow P_n \leq P_{\text{кл}} \\ \mu \cdot f_{\text{кл}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{|P_n - P_{\text{зл}}|} \rightarrow P_n > P_{\text{кл}}; \end{cases} \quad (8)$$

де $f_{\text{кл}}$ – площа робочого вікна клапана.

$$Q_{\text{вит}} = \tau_v \cdot P_n; \quad (9)$$

де τ_v – коефіцієнт витоків;

P_n – тиск рідини на виході насосної станції і на вхід керуючого розподільника 2.

$$Q_{\text{деф}P_n} = k \cdot W_n \cdot \frac{dP_n}{dt}; \quad (10)$$

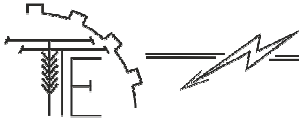
де W_n – об'єм лінії нагнітання;

k – коефіцієнт стисливості.

$$Q_{\text{ц}_{5n}} = S_{nn} \cdot V_1 = S_{nn} \cdot \frac{dx_1}{dt}; \quad (11)$$

де S_{nn} – площа поршня у поршневій порожнині;

V_1 – швидкість руху поршня гідроциліндра 5.



$$Q_{m_8} = \begin{cases} 0 \rightarrow P_1 \leq P_{кл_8} \\ \mu \cdot f_{кл_8} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{|P_1 - P_3|} \cdot \text{sign}(P_1 - P_3) \end{cases}; \quad (12)$$

де P_1 – тиск рідини на виході керуючого розподільника 2 і у поршневій порожнині гідроциліндра 5;

P_3 – тиск рідини на виході клапану тиску 8 та у поршневій порожнині гідроциліндра 6;

$f_{кл_8}$ – площа робочого вікна клапану тиску 8;

$P_{кл_8}$ – тиск, при якому спрацює клапан.

$$Q_{зв_7} = \begin{cases} 0 \rightarrow P_1 \geq P_3 \\ \mu \cdot f_{зв_7} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{|P_3 - P_1|} \cdot \text{sign}(P_3 - P_1) \rightarrow P_1 < P_3 \end{cases}; \quad (13)$$

де $f_{зв_7}$ – площа робочого вікна зворотного клапану 7.

$$Q_{вм_5} = \tau_v \cdot P_1; \quad (14)$$

$$Q_{пер_5} = \tau_{пер_5} \cdot (P_1 - P_4); \quad (15)$$

де P_4 – тиск рідини на виході штокової порожнини гідроциліндра 5 та на вхід зворотного клапану 4;

$\tau_{пер_5}$ – коефіцієнт перетоків між порожнинами гідроциліндра 5.

$$Q_{дефP_1} = k \cdot W_1 \cdot \frac{dP_1}{dt}; \quad (16)$$

де W_1 – об'єм гідролінії з виходу розподільника 2 та на вхід поршневої порожнини гідроциліндра 5.

$$Q_{зч_6n} = S_{nn} \cdot V_2 = S_{nn} \cdot \frac{dx_2}{dt}; \quad (17)$$

де V_2 – швидкість руху поршня гідроциліндра 6.

$$Q_{вм_5um} = \tau_v \cdot P_3; \quad (18)$$

$$Q_{пер_6} = \tau_{пер_6} \cdot (P_3 - P_2); \quad (19)$$

де $\tau_{пер_6}$ – коефіцієнт перетоків між порожнинами гідроциліндра 6.

$$Q_{дефP_3} = k \cdot W_3 \cdot \frac{dP_3}{dt}; \quad (20)$$

де W_3 – об'єм гідролінії з виходу клапану тиску 8 та на вхід поршневої порожнини гідроциліндра 6.

$$Q_{зч_5um} = S_{num} \cdot V_1 = S_{num} \cdot \frac{dx_1}{dt}; \quad (21)$$

де S_{num} – площа поршня у штоковій порожнині.

$$Q_{вм_5um} = \tau_v \cdot P_4; \quad (22)$$

$$Q_{дефP_4} = k \cdot W_4 \cdot \frac{dP_4}{dt}; \quad (23)$$

де W_4 – об'єм гідролінії з виходу штокової порожнини гідроциліндра 5 на вхід зворотного клапану 4.

$$Q_{зч_6um} = S_{num} \cdot V_2 = S_{num} \cdot \frac{dx_2}{dt}; \quad (24)$$

$$Q_{3\mathcal{E}_4} = \left| \begin{array}{c} 0 \rightarrow P_4 < P_2 \\ \mu \cdot f_{3\mathcal{E}_4} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{|P_4 - P_2|} \text{sign}(P_4 - P_2) \rightarrow P_4 \geq P_2 \end{array} \right|; \quad (25)$$

де $fz_{в4}$ – площа робочого вікна зворотного клапана 4;

P_2 – тиск лінії зливання гідроприводу.

$$Qp_2 = \mu \cdot fp \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{|P_2 - P_{3\pi}|}; \quad (26)$$

$$Q_{\text{vum}} P_2 = \tau \mathbf{v} \cdot \mathbf{P}_2; \quad (27)$$

$$Q_{\partial \phi} P_2 = k \cdot W_2 \cdot \frac{dP_2}{dt}. \quad (28)$$

де W_2 – об'єм лінії зливання гідроприводу.

Формули (1-28) – складають математичну модель гідропривода секцій широкозахватного культиватора в режимі розкладання секцій у робоче положення.

На рис. 3 показано розрахункову схему гідравлічного привода управління положенням секцій культиватора для випадку складання секцій культиватора у транспортне положення.

Рівняння нерозривності потоків для випадку складання секцій культиватора у транспортне положення.

1. Рівняння потоків з виходу нагнітаючої лінії насосної станції на вхід розподільника:

$$Q_H = Q_{p_1} + Q_{3K} + Q_{вит_н} + Q_{дефн} \quad (29)$$

де Q_H – подача насоса;

Qp_1 – витрата через розподільник;

Q_{3K} – витрата запобіжного клапана;

 $Q_{вит_n}$ – виток у насосі;

$Q_{\text{дефн}}$ – витрата, викликана стисканням робочої рідини, що перебуває під тиском P_n .

2. Рівняння потоків з виходу розподільника на вхід штокової порожнини гідроциліндра 6:

$$Qp_2 = Q_{\text{гум}} + Q_{m_3} - Q_{\text{в}} + Q_{\text{гум}} + Q_{\text{неп}} + Q_{\text{деф}}P, \quad (30)$$

де $Q_{гц,шт}$ – витрата рідини до штокової порожнини гідроциліндра 6;

Qm_3 – витрата через клапан тиску 3;

$Q_{зв_4}$ – витрата через зворотний клапан 4;

Q_{vit_6} – витрата витоків в порожнині гідроциліндра 6;

$Q_{пер_6}$ – витрата перетоків між порожнинами гідроциліндра 6;

Q_{defP_2} – витрата деформації порожнини під тиском P_2 .

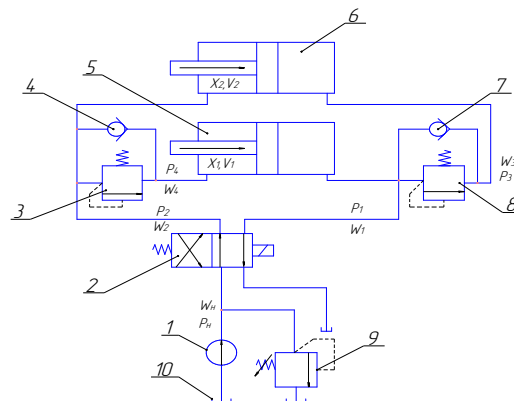
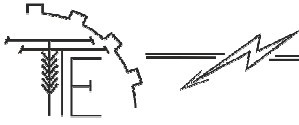


Рис. 3. Розрахункова схема гідропривода секцій широкозахватного культиватора (переведення культиватора в транспортне положення)



Рівняння потоків до штокової порожнини гідроциліндра 5:

$$Q_{m_3} = Q_{гц_5um} + Q_{зв_4} + Q_{вит_5} + Q_{пер_5} + Q_{дефP_4} \quad (31)$$

де $Q_{гц_5um}$ – витрата рідини у штокову порожнину гідроциліндра 5;

$Q_{зв_4}$ – витрата через зворотний клапан 4;

$Q_{вит_5}$ – витрата витоків в порожнині гідроциліндра 5;

$Q_{пер_5}$ – витрата перетоків між порожнинами гідроциліндра;

$Q_{дефP_4}$ – витрата деформації порожнини під тиском P_4 .

3. Рівняння потоків рідини на виході поршневої порожнини гідроциліндра 6:

$$Q_{гц_6n} = Q_{зв_7} + Q_{вит_6n} + Q_{пер_6} + Q_{дефP_3} \quad (32)$$

де $Q_{гц_6n}$ – витрата на виході поршневої порожнини гідроциліндра 6;

$Q_{зв_7}$ – витрата через зворотний клапан 7;

$Q_{вит_6n}$ – витрата витоків в порожнині гідроциліндра 6;

$Q_{пер_6}$ – витрата перетоків між порожнинами гідроциліндра;

$Q_{дефP_3}$ – витрата деформації порожнини під тиском P_3 .

4. Рівняння витрат з поршневої порожнини гідроциліндра 5:

$$Q_{гц_5n} + Q_{зв_7} = Q_{зл_1} + Q_{витP_1} + Q_{дефP_1} \quad (33)$$

де $Q_{гц_5n}$ – витрата рідини з поршневої порожнини гідроциліндра 5;

$Q_{зв_7}$ – витрата через зворотний клапан 7;

$Q_{зл_1}$ – витрата через розподільник на зливання під тиском P_1 ;

$Q_{витP_1}$ – витрати з порожнини під дією тиску P_1 ;

$Q_{дефP_1}$ – витрати деформації порожнини під дією тиску P_1 .

Формули (29-33) – складають математичну модель гідропривода секцій широкозахватного культиватора в режимі складання секцій у транспортне положення.

При динамічному дослідженні руху механізмів зручно всі сили, що діють на різні ланки механізму, замінити однією силою або одним моментом сил, які прикладають до однієї з ланок механізму. Таку замінюючи силу називають зведеною силою, а момент – зведеним моментом. Така заміна буде еквівалентною за умови, що робота зведеної сили (момента) на деякому можливому переміщенні її точок прикладання або потужність, яку вона розвиває, має дорівнювати відповідно сумі робіт прикладених до механізму сил на тому самому переміщенні їх точок прикладання або сумі потужностей, що розвиваються цими силами [8, 9].

Ланку механізму, до якої прикладають зведені сили, називають ланкою зведення, а точку їх прикладання – точку зведення.

Принципову схему дії сил на середню та крайню секції широкозахватного культиватора під час переведення до робочого положення показано на рис. 4.

Рівняння моментів:

$$M_{гц} + M_{\xi} = M_{ін} + M_{т} \quad (34)$$

$$M_{гц} = P_{гц} \cdot l_7 \quad (35)$$

де $P_{гц}$ – сила, яку розвиває гідроциліндр;

$$P_{гц} = S_{nn} \cdot P_2 - S_{n.um} \cdot P_1 \quad (36)$$

де l_7 – плече, на якому діє сила $P_{гц}$;

$$l_7 = l_1 \cdot \sin \phi_2 \quad (37)$$

де M_{ξ} – момент від сили ваги

$$M_{\xi} = \xi \cdot l_8 \quad (38)$$

де ξ – вага секції; l_8 – плече моменту сил ваги.

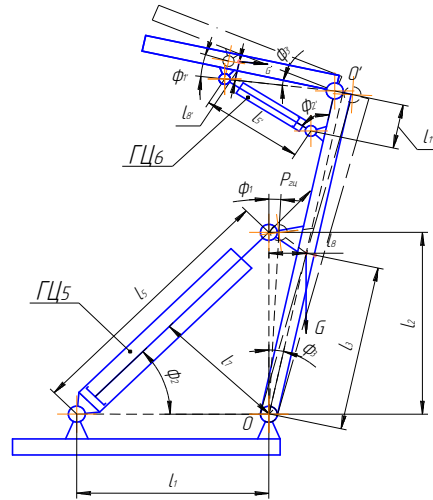
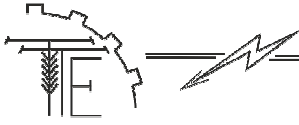


Рис. 4. Принципова схема дії сил на середню та крайню секції широкозахватного культиватора під час переведення до робочого положення

$$l_8 = l_3 \cdot \sin \phi_3 \quad (39)$$

де l_3 – відстань центру ваги до осі повороту; $\sin \phi_3$ – вихідний кут нахилу секції ($\phi_3 = \text{const}$).

Момент інерції секції M_{in}

$$M_{in} = I \frac{d^2 \phi_1}{dt^2} \quad (40)$$

де I – момент інерції; ϕ_1 – кут повороту секції.

Момент тертя M_t секції визначається за формулою

$$M_t = \beta \frac{d\phi_1}{dt}; \quad (41)$$

де β – коефіцієнт рідинного тертя.

Формули 34-41 описують дію сил на середню та крайню секції широкозахватного культиватора під час переведення до робочого положення.

Принципову схему дії сил на крайню секцію широкозахватного культиватора під час переведення до робочого положення показано на рис. 5.

Рівняння моментів сил крайньої поворотної секції відносно точки O' :

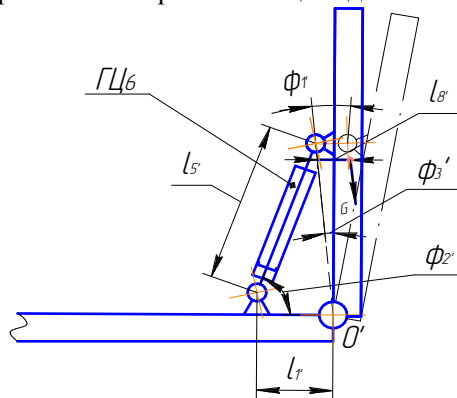


Рис. 5. Принципова схема дії сил на крайню секцію широкозахватного культиватора під час переведення до робочого положення

Рівняння моментів:

$$M_{\zeta\zeta} + M_{\xi} = M_{in} + M_t \quad (42)$$

$$M_{\zeta\zeta} = P_{\zeta\zeta} \cdot l_{\gamma'} \quad (43)$$

де $P_{\zeta\zeta}$ – сила, яку розвиває гідроциліндр;

$$P_{\zeta\zeta} = S_{nn} \cdot P_2 - S_{n.шт} \cdot P_1 \quad (44)$$



де $l_{7'}$ – плече, на якому діє сила $P_{2\psi}$;

$$l_{7'} = l_{1'} \cdot \sin \phi_2 \quad (45)$$

де $M\xi$ – момент від сили ваги

$$M\xi = \xi \cdot l_{8'} \quad (46)$$

де ξ – вага секції; $l_{8'}$ – плече моменту сил ваги.

$$l_{8'} = l_{3'} \cdot \sin \phi_{3'} \quad (47)$$

де $l_{3'}$ – відстань центру ваги до осі повороту;

$\sin \phi_{3'}$ – вихідний кут нахилу секції ($\phi_{3'} = \text{const}$).

Момент інерції секції M_{in} :

$$M_{in} = I \frac{d^2 \phi_{1'}}{dt^2} \quad (48)$$

де I – момент інерції;

$\phi_{1'}$ – кут повороту секції.

Момент тертя Mm секції визначається за формулою

$$Mm = \beta \frac{d\phi_{1'}}{dt} \quad (49)$$

де β – коефіцієнт рідинного тертя.

Формули (42-49) описують схему дію сил на крайню секцію широкозахватного культиватора під час переведення до робочого положення.

Система рівнянь (1-49) описує основні закономірності, що визначають роботу гідравлічного привода секцій широкозахватного культиватора з послідовним спрацюванням гідроциліндрів. Складені рівняння дозволяють проаналізувати роботу даного гідропривода в двох робочих режимах, вибір яких здійснюється за допомогою гідрозподільника 2, встановленого на вході виконавчих гідроциліндрів.

4. Висновки

Моделювання роботи запропонованого гідравлічного привода секцій широкозахватного культиватора з послідовним спрацюванням гідроциліндрів дозволяє провести ґрунтовний аналіз роботи в кожному з встановлених технологічних режимів: транспортному та робочому. Запропонована математична модель дозволяє провести дослідження гідропривода без проведення експерименту, а експеримент можна провести лише для підтвердження результатів. Математичне моделювання гідравлічного привода секцій широкозахватного культиватора здешевлює розробку дослідної установки, скорочує час проведення експериментальних досліджень і дозволяє підвищити їх точність.

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. Ratushna N. Методичні підходи до створення нової сільськогосподарської техніки у відповідності з вимогами ринку наукоємної продукції [Текст] / N. Ratushna, I. Mahmudov, A. Kokhno // MOTROL. – 2007. – № 9А. – С. 119-123.
2. Лупенко О.Ю. Стратегічні напрями розвитку сільського господарства України на період до 2020 року [Текст]/ за ред. Ю.О. Лупенка, В.Я. Месель-Веселяка. – К.: ННЦ “ІАЕ”, 2012. – 182 с.
3. Смірнов, А. Культиватори [Текст]/ А. Смірнов //Агробізнес сьогодні. – 2011. – № 8(207). – С. 18-22.
4. Ясенєцький В.А. Вітчизняні культиватори [Текст] / В.А. Ясенєцький, Л.П. Шустік // Пропозиція. – 2005. – №12 – С.25-33.



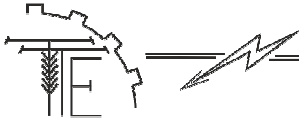
5. ДСТУ 2189-93. Система стандартів безпеки праці. Машина сільськогосподарські навісні та причіпні. Загальні вимоги безпеки. [Текст] – надано чинності 1994-01-01.– К.: Держспоживстандарт України, 1994. – 19 с.
6. Пат. 101966 Україна, МПК (2015.01) A01B 39/12. Гідравлічний привід складання секцій широкозахватного культиватора [Текст] / Іванов М.І., Руткевич В.С., Погребний Л.П. (Україна); заявник та патентовласник Вінницький національний аграрний університет. – № u 2015 03351; заявл.10.04.15; опубл. 12.10.2015, Бюл. № 19. – 5 с.
7. Drive and Control Systems for Combine Harvesters and Forage Harvesters // Bosch Rexroth AG. – 2001 RE 98071.
8. Іванов Н. Математическая модель гидропривода блочно-порционного отделителя консервированных кормов [Текст] / Н. Иванов, С. Шаргородский, В. Руткевич // MOTROL. – 2013. – №5. – С. 83-91.
9. Пастушенко С.І. Питання оптимізації технічних систем [Текст] / С.І. Пастушенко // Збірник наукових праць НАУ “Механізація сільськогосподарського виробництва”. – Київ: Видавництво НАУ. – 2002. – Т.ХІ. – С. 266-271.

References

- [1] Ratushna, N., Mahmudov, I., Kokhno, A. (2007) *Metodychni pidkhody do stvorennia novoi silskohospodarskoi 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] Lupenka, Yu.O., Mesel-Veseliaka V.Ya. (2012). *Stratehichni napriamy rozvytku silskoho hospodarstva Ukrainy na period do 2020 roku* [Strategic directions of agricultural development of Ukraine for the period till 2020] K. : NNTS “IAE” [in Ukrainian].
- [3] Smirnov, A. (2011). *Kulyvatoru* [Cultivators]. Ahrobiznes sohodni, № 8(207), 18-22 [in Ukrainian].
- [4] Yasenetskyi, V.A., Shustik, L.P., Vitychyniani. (2005). *Kulyvatoru* [Cultivators]. Propozitsiia, №12, 25-33 [in Ukrainian].
- [5] DSTU 2189-93. (1994). *Systema standartiv bezpeky pratsi. Mashyny silskohospodarski navisni ta prychipni. Zahalni vymohy bezpeky.* [System of safety standards. Agricultural machinery hinged and trailer. General safety requirements] nadano chynnosti. K.: Derzhpozhyvstandart Ukrainy [in Ukrainian].
- [6] Pat. 101966 Ukraina, MPK(2015.01) A01B 39/12 / *Hidravlichnyi pryvod skladannia seksii shyrokozakhvatnoho kulyvatora* [Hydraulic actuator for assembling sections of a wide-reaching cultivator] / Ivanov M.I., Rutkevich V.S., Pohrebnyi L.P.(Ukraina); zaiavnyk ta patentovlasnyk Vinnitskii natsionalnyi agrarnyi universitet, № u 2015 03351; zaiavl. 10.04.15; opubl. 12.10.2015, Byul. № 19. P. 5 [in Ukrainian].
- [7] Drive and Control Systems for Combine Harvesters and Forage Harvesters // Bosch Rexroth AG. – 2001 RE 98071 [in USA].
- [8] Ivanov, N., Sharhorodskiy, S.I., Rutkevych, S.V. (2013). *Matematicheskaia model hidroprivoda blochno-portсионного otdelitelia konservirovannykh kormov* [The mathematical model of the hydraulic drive of the block-portion separator of canned feed]. MOTROL, № 5, 83-91 [in Ukrainian].
- [9] Pacstyushenko, S.I. (2002). *Pytannia optymizatsii tekhnichnykh system* [The questions of optimization of technical systems]. Zbirnyk naukovykh prats NAU «Mekhanizatsiia silskohospodarskoho vyrobnytstva» – Collection of scientific works of NAU "Mechanization of agricultural production". Kyiv: Vydavnytstvo NAU, 266-271 [in Ukrainian].

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА СЕКЦИЙ ШИРОКОЗАХВАТНОГО КУЛЬТИВАТОРА С ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОМ СРАБАТЫВАНИЕМ ГИДРОЦИЛИНДРОВ

Рассматриваются проблемы моделирования динамических процессов, протекающих в сложной гидромеханической подсистеме гидравлического привода секций широкозахватного культиватора с последовательным срабатыванием гидроцилиндров. Описан принцип действия гидравлического привода секций широкозахватного культиватора с последовательным срабатыванием гидроцилиндров. Приведена математическая модель гидропривода секций широкозахватного культиватора в рабочем и транспортном положении. Проведено



исследование работы гидравлического привода с последовательным срабатыванием по совершению гидравлического привода секций культиватора.

Ключевые слова: грунт, конструкция, культиватор, гидропривод, гидроцилиндр, математическая модель привода, расчетная схема, параметр, исследования.

Ф. 49. Рис. 5. Лит. 9.

MATHEMATICAL MODELING OF THE HYDRAULIC DRIVE OF SECTIONS OF A WIDE-COLD CULTIVATOR WITH SEQUENTIAL SAMPLING OF HYDRAULIC CYLINDERS

The problems of modeling of dynamic processes proceeding in a complex hydromechanical subsystem of a hydraulic drive of sections of a wide-haul cultivator with sequential operation of hydraulic cylinders are considered. The principle of the hydraulic actuator of sections of a wide-reaching cultivator with sequential actuation of hydraulic cylinders is described. The mathematical model of the hydraulic drive of the sections of the wide-reaching cultivator in the working and transport position is presented. The research of hydraulic actuator operation with sequential actuation has been carried out to improve the hydraulic drive of the cultivator sections.

Keywords: soil, construction, cultivator, hydraulic drive, hydraulic cylinder, mathematical model of the drive, design scheme, parameter, study.

F. 49. Fig. 5. Ref. 9.

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, 21008, Україна, e-mail: v_rut@ukr.net).

Руткевич Владимир Степанович – кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Машин и оборудования сельскохозяйственного производства» Винницкого национального аграрного университета (ул. Солнечная, 3, г. Винница, 21008, Украина, e-mail: v_rut@ukr.net).

Rutkevych Volodymyr – PhD, senior lecturer of the department "Machines and equipment for agricultural production" of the Vinnytsia National Agrarian University (3, Solnyschaya St., Vinnytsia, 21008, Ukraine, e-mail: v_rut@ukr.net).