

ВПЛИВ ГІДРАВЛІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СЛІДКУЮЧОГО ПРИВОДУ СИСТЕМИ РУЛЬОВОГО КЕРУВАННЯ НА РУХ КОМБІНОВАНОГО ПОСІВНОГО АГРЕГАТУ

М. П. Артёмов, к.т.н., доцент, Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

П. М. Ярошенко, к.т.н., доцент, Сумський національний аграрний університет

У статті розглянуто питання впливу гідравлічних характеристик сліdkуючого приводу системи рульового керування на рух комбінованого посівного агрегату, створеного на базі трактора ХТЗ-121.

Ключові слова: *гідрооб'ємне рульове керування, гідропідсилювач, золотник, шток, витоки робочої рідини, гідроциліндр, пріоритетний клапан, кут повороту напрямних коліс.*

Постановка проблеми. Для якісного виконання технологічних операцій передпосівної культивачі та сівби комбінований агрегат повинен мати достатню стійкість прямолінійного руху, гарну керованість і легкість керування. Будь-які зовнішні впливи викликають відхилення агрегату з еластичними колесами від обраної траєкторії, а повернення до неї можна здійснити тільки в результаті дій механізатора на органи керування. Так, наприклад, під час виконання комбінованим агрегатом суміщених технологічних операцій через нерівності ґрунту, різну його щільність і твердість, механізатору доводиться постійно коригувати напрямок руху агрегату. Точність ведення агрегату по прямолінійній траєкторії впливає, в значній мірі, на якість сівби, а в подальшому, і на виконання інших технологічних операцій, пов'язаних з доглядом та збиранням просапних культур. Крім цього, наскільки напружено буде працювати механізатор на протязі зміни, залежить якість і продуктивність виконання технологічних операцій.

Сучасні самохідні сільськогосподарські машини, колісні трактори і важкі вантажні автомобілі мають рульове керування з гідропідсиленням, яке суттєво полегшує роботу оператора. Гідропідсилювачі рульових керувань виконані, як правило, по двох схемах: гідромеханічні, у яких зворотній зв'язок здійснюється механічним пристроєм, і гідрооб'ємні, у яких зворотній зв'язок з механізмом повороту здійснюється потоком рідини. У другому випадку, положення рульового колеса не залежить від визначеного положення напрямних коліс трактора.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженням роботи гідропідсилювачів присвячено багато наукових робіт [1,2,3], в яких, в основному, розглядалися процеси виникнення коливань напрямних коліс та їх технічні характеристики. Так Артёмов М.П. в своїй роботі [3] дослідив гідрооб'ємне рульове керування трактора ХТЗ-170 визначив, що при експлуатації більше 1800 мото-годин даний тип керування практично повністю втрачає свої технічні характеристики.

Лебедев А.Т. досліджуючи гідропривід рульового керування трактора Т-150 [2] з'ясував, що технічний стан даної системи залежить від

внутрішніх витоків рідини в насосі-дозаторі. При досягненні визначених параметрів тиску рідини рульове керування втрачає свою роботоздатність.

Дослідженнями реакцій трактора і комбайна на поворот рульового колеса займався Горючий В.М. [4]. В результаті проведеної роботи було встановлено вплив кутової швидкості повороту рульового колеса механізму керування повороту з гідропідсилювачем на його роботоздатність.

Формулювання цілей статті. Проаналізувавши публікації останніх років авторами був зроблений висновок про те, що питання сліdkуючих приводів в системах рульових керувань практично не піднімалося. В даному матеріалі автори викладуть свої міркування з цього питання. Тому метою даної статті є теоретичне обґрунтування гідравлічних характеристик сліdkуючого приводу системи гідрооб'ємного рульового керування трактора на рух комбінованого посівного агрегату.

Виклад основного матеріалу. Роботоздатність гідравлічної сліdkуючої системи залежить від її технічних параметрів і характеристик, таких як ступіню зношення робочих поверхонь гідравлічних елементів (витоки), динамічних умов роботи мас, що рухаються, передатного відношення сліdkуючого механізму, діаметра золотника розподільника рідини і поршня силового гідроциліндра, пружної деформації механічного ланцюга і жорсткості трубопроводів, гідравлічного опору, величини робочого тиску, продуктивності насоса та інших параметрів.

В гідрооб'ємному рульовому керуванні (ГОРК) золотник виконує функцію реверсивного гідропідсилювача потужності з високим коефіцієнтом підсилення. Робочі процеси в ньому описуються складними нелінійними рівняннями. Гідравлічні характеристики виражають залежність витрати рідини від сигналу керування і величини навантаження. Основними з них є: коефіцієнт підсилення золотника по витратах [4]

$$k_Q = \mu \pi d \sqrt{\frac{P}{\rho}}, \quad (1)$$

і коефіцієнт підсилення по швидкості [1,3,4]

$$k_V = \frac{2\pi d \mu i}{S_n} \sqrt{\frac{Pq}{\gamma}}, \quad (2)$$

де μ – коефіцієнт витрат, що характеризує витік рідини через зазор; d – діаметр золотника розподільника; P – тиск робочої рідини; ρ – щільність робочої рідини; i – передатне відношення механізму керування поворотом; q – прискорення вільного падіння; S_n – площа поршня гідроциліндра повороту; γ – питома вага рідини.

Як видно із формул (1) і (2) дані коефіцієнти залежать від тиску рідини в гідросистемі трактора.

Гідравлічна схема гідрооб'ємного рульового керування і навісних пристроїв енергетичного засобу серії ХТЗ-120/121 (рис. 1) являє собою складний механізм, що складається із гідравлічних вузлів і з'єднувальних шлангів.

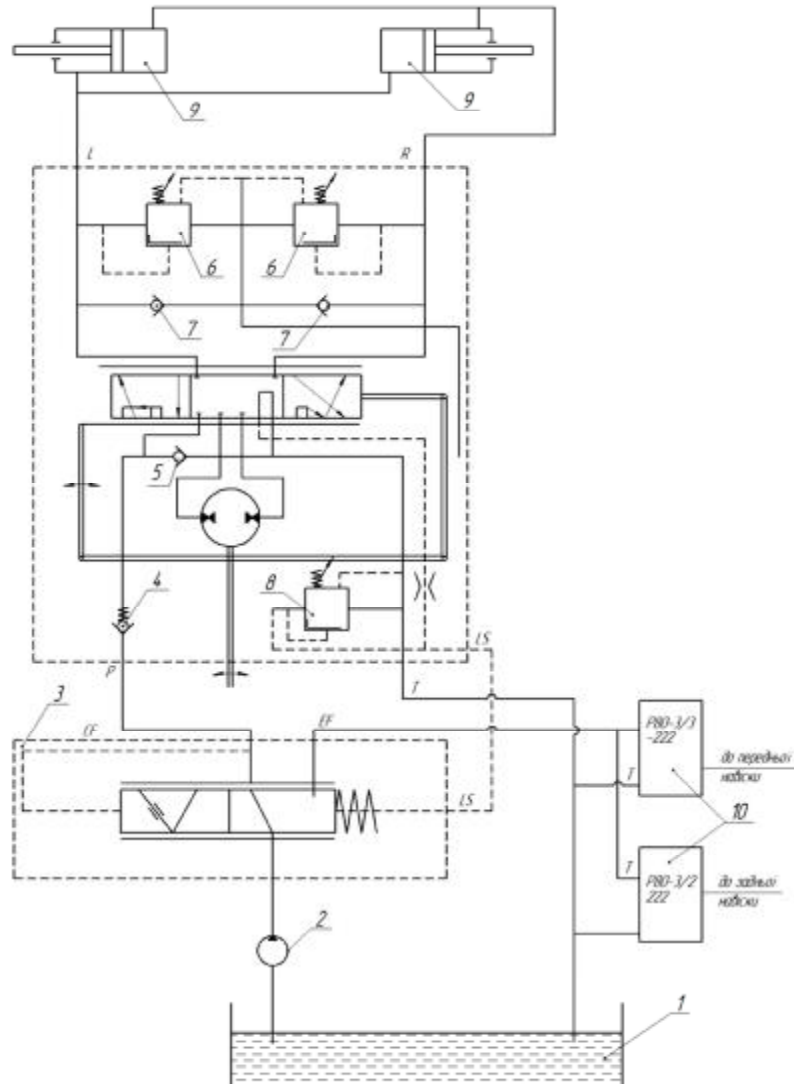


Рис. 1. Схема об'єднаної гідравлічної системи рульового керування і навісного пристрою трактора ХТЗ-120/121:
1 - гідробак; 2 - гідронасос НШ; 3 - пріоритетний клапан; 4 - вхідний клапан; 5 - переливний клапан;
6 – протиударні клапани; 7 - зворотні клапани; 8 - запобіжний клапан; 9 - силивні циліндри ГОРК; P - вхід;
T - злив; CF - лінія керування ГОРК; EF – лінія допоміжного робочого обладнання;
LS - лінія керування пріоритетним клапаном; L, R – гідролінії циліндрів.

При обертанні вала гідроруля зміщується золотник розподільника і робоча рідина по двох паралельних гідролініях L і R (див. рис. 1) потрапляє в робочі порожнини силивних гідроциліндрів повороту 9. Один із штоків гідроциліндра висунеться, а інший (в залежності від напрямку повороту) ввійде на величину Δ , здійсниться поворот напрямних коліс трактора на кут β .

Положення штока гідроциліндра визначиться

рівнянням [29]:

$$\frac{d\Delta}{dt} = \frac{Q_T - \sum Q_6 - \sum Q_d}{2S_n - S_{ш}}, \quad (3)$$

де $\frac{d\Delta}{dt}$ – швидкість руху штока гідроциліндра;

Q_T – теоретична подача гідравлічного насоса, тобто подача яку він повинен забезпечити, що визначається залежністю:

$$Q_T = v \cdot n, \quad (4)$$

де v – робочий об'єм гідронасоса (для НШ-50 він дорівнює 50 см^3); n – число обертів вала гідронасоса; $\sum Q_e$ – сумарні витoki в гідросистемі, які визначаються трьома складовими:

$$\sum Q_e = Q_{e1} + Q_{e2} + Q_{e3} \quad (5)$$

де Q_{e1} – витoki через вхідний клапан, який підтримує подачу оливи на вході в гідруль в межах 32 л/хв. ; Q_{e2} – заплановане перетікання рідини в розподільному блоці і гідродвигуні гідруля, які забезпечують постійність передатного відношення механізму рульового керування; Q_{e3} – витoki, викликані зношенням елементів гідравлічної системи керування поворотом; $\sum Q_d$ – сумарні зміни витрат робочої рідини, викликані деформаціями, що обумовлені стиском робочої рідини і деформаціями трубопроводів; S_n і S_w – площі поршня і штока гідроциліндрів відповідно.

Чим швидше обертається вал гідруля, тим з більшою швидкістю повертаються напрямні колеса трактора, а рідина, витиснена із відповідних порожнин гідроциліндрів, направляєється на злив в гідробак.

В процесі експлуатації відбувається зношення окремих складових об'єднаної гідравлічної системи і з'являються канали перетікання рідини, тобто збільшуються сумарні витoki рідини $\sum Q_d$. Кількість рідини, яка перетікає в цих каналах, пропорційна робочому тиску робочої рідини [1]:

$$Q_d = k_e P. \quad (6)$$

Ці витoki впливають на роботоздатність як рульового керування, так і всієї гідросистеми в цілому. Вони проявляються по-різному, в залежності від того, де вони з'явилися. Так зношення гідронасоса веде до зменшення об'ємної подачі рідини. Тобто, при малих оборотах двигуна зменшується передатне відношення рульового керування. Зношення гідроциліндрів повороту зменшує передатне відношення рульового керування, а також веде до самовільного повороту агрегату під час руху. Зношення золотника в розподільному блоці, вхідного і переливного клапанів, веде до різної по величині зміни передатного відношення рульового керування при повороті агрегату.

Під час руху комбінованого посівного агрегату сили, які діють на гідроциліндри повороту, ведуть до зміни тиску в гідравлічному контурі рульового керування. Це призводить до зміни величини витоків. В процесі некерованого руху (відсутні дії з боку механізатора на рульове керування) в гідроциліндри рульового керування не подається робоча рідина від гідронасоса через пріоритетний клапан і тоді формула (3) приймає вид:

$$\frac{d\Delta}{dt} = \frac{-Q_{e3} - \sum Q_d}{2S_n - S_w}. \quad (7)$$

Так як гідроциліндри замкнені, то їх можна замінити в розрахунковій схемі на еквівалентні пружини з демпферами, дію яких можна записати

у вигляді:

$$\begin{aligned} R_n &= C_n \Delta_n + K_e \dot{\Delta} \\ R_{np} &= C_{np} \Delta_{np} + K_e \dot{\Delta} \end{aligned} \quad (8)$$

де R_n і R_{np} – сили, що діють на штоки гідроциліндрів повороту; C – жорсткість гідроциліндрів рульового керування; Δ – переміщення штока гідроциліндра повороту; K_e – коефіцієнт демпфування гідроциліндрів.

Коефіцієнт демпфування гідравлічної системи рульового керування визначиться шляхом перетворень формул (6) і (7) при $Q_d = 0$.

$$K_e = -\frac{(2S_n - S_w)^2}{k_e}. \quad (9)$$

Якщо виразити сили, що діють на гідроциліндри повороту, через тиск і площу живого перетину робочої рідини, то отримаємо в залежності від напрямку повороту (вліво чи вправо):

$$\begin{aligned} R_n &= P \cdot S_w = P \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \\ R_{np} &= P \cdot S_{np} = P \frac{\pi D^2}{4}, \end{aligned} \quad (10)$$

де D – діаметр поршня гідроциліндра повороту; d – діаметр штока гідроциліндра повороту.

Момент повороту напрямних коліс пропорційний швидкості повороту коліс. Тоді маємо вираз:

$$M = R_n r + R_{np} r, \quad (11)$$

де r – довжина поворотного важеля, що з'єднує колісний редуктор з гідроциліндром повороту ($r = 440 \text{ мм}$).

Момент повороту визначиться із геометричної схеми гідроприводу рульового керування, і після підстановки у формулу (7) отримаємо:

$$M = 2r(C\Delta + k_e \dot{\Delta}), \quad (12)$$

де $C = \frac{C_n + C_{np}}{2}$ – жорсткість гідроциліндрів.

Кут повороту напрямних коліс трактора зв'язаний з переміщенням штока гідроциліндра повороту наступною залежністю:

$$\text{tg} \beta = \frac{\Delta}{r}. \quad (13)$$

При малих кутах повороту напрямних коліс $\text{tg} \beta \approx \beta = \frac{\Delta}{r}$, згідно формули (12) отримаємо:

$$M = 2r^2(C\beta + k_e \dot{\beta}). \quad (14)$$

Кут повороту напрямних коліс представимо як різницю курсових кутів цих коліс $\beta = \beta_{11} - \beta_{12}$, приведена жорсткість гідроциліндрів $C = C_{12} 2r^2$, а коефіцієнт $K_e = k_e 2r^2$. Після підстановки у формулу (14) момент повороту напрямних коліс трактора визначиться виразом:

$$M = C(\beta_{11} - \beta_{12}) + K_e(\dot{\beta}_{11} - \dot{\beta}_{12}). \quad (15)$$

Отримана залежність показує зв'язок параметрів повороту з параметрами складових системи гідрооб'ємного рульового керування комбі-

нованого агрегату.

Висновки. В статті було розглянуто теоретичне обґрунтування гідравлічних характеристик слідкуючого приводу системи гідрооб'ємного рульового керування мобільного енергетичного

засобу на рух комбінованого посівного агрегату. Отримана теоретична залежність показує зв'язок параметрів повороту з параметрами складових системи гідравлічного рульового керування трактора ХТЗ-121.

Список використаної літератури:

1. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика: справочное пособие / Т. М. Башта. – М.: Машиностроение, 1971. – 672 с.
2. Лебедев А. Т. Гидропневматические приводы тракторных агрегатов / А. Т. Лебедев. – М.: Машиностроение, 1982. – 184 с.
3. Артёмов Н. П. Повышение устойчивости движения пахотного агрегата при изменении технических параметров системы управления: дисс. кандидата техн. наук: 05.05.11 «Машины и средства механизации с.-х. производства» / Артёмов Николай Прокофьевич. – Харьков, 2006. – 179 с.
4. Горовой В. М. Оценка основных эксплуатационных показателей и совершенствование механизма управления поворотов с гидросилителем колесных тракторов класс 9-14 кН и зерноуборочных комбайнов: автореф. дисс. на соискание науч. степени канд. техн. наук: спец. 05.20.03 / В. М. Горовой. – Харьков, 1988. – 24 с.
5. Ярошенко П. М. Стабілізація прямолінійного руху трактора з гідрооб'ємним рульовим керуванням при виконанні польових робіт / П. М. Ярошенко // Вісник Сумського державного аграрного університету. – Суми, 2000. – Вип. 5. – С. 125-127.

Артёмов Н.П., Ярошенко П.Н. Влияние гидравлических характеристик следящего поводасистемы рулевого управления на движение комбинированногопосевного агрегата

В статье рассмотрен вопрос влияния гидравлических характеристик следящего повода системы рулевого управления на движение комбинированного посевного агрегата, созданного на базе трактора ХТЗ-121.

Ключевые слова: *гидрообъемное рулевое управление, гидросилител, золотник, шток, утечки рабочей жидкости, гидроцилиндр, приоритетный клапан, угол поворота направляющих колес.*

Artiomov N., Yaroshenko P. Influence of hydraulic descriptions tracker occasion system steering management on motion combined sowing aggregate

For quality implementation of technological operations the preseed cultivating and sowing the combined aggregate must have sufficient firmness rectilinear motion, good dirigibility and management lightness. Any external influences cause the rejection of aggregate with elastic wheels from a select trajectory, and a return to her can be carried out only as a result of operating mechanization expert on the organs management. So, for example, during implementation of the combined technological operations the combined aggregate through inequalities soil, will cut his closeness and hardness, it will be constantly to correct direction of motion aggregate a mechanization expert. Exactness of conduct aggregate influences on a rectilinear trajectory, largely, on quality of sowing, and in future, and on implementation of other technological operations related to the supervision and collection the cultivated cultures. Except it, as far as tensely a mechanization expert will work on the draught of change, quality and productivity of implementation technological to the operation depend .

Modern self-propelled agricultural machines, wheeled tractors and heavy trucks, have a steering management with hydrostrengthening, that facilitates work of operator substantially. The hydrostrengthening of steering managements are executed, as a rule, on two charts: hydromechaniker in that a feed-back comes true by a mechanical device, and hydrovolumetric in that a feed-back with the mechanism of turn comes true by the stream of liquid. In second case, position of steering wheel does not depend on certain position of directing wheels of tractor.

Analysing the publications of the last years authors was drawn conclusion that the question tracker occasions in the systems steering managements practically was not affected. In this material authors will expound reasoning through this question. Therefore the aim of this article is a theoretical ground hydraulic descriptions tracker occasion the system hydrovolumetric steering management tractor on motion the combined sowing aggregate.

The capacity of the hydraulic tracker system depends on her technical parameters and descriptions, such as a stage wear of working surfaces hydraulic elements (sources), dynamic terms of work the masses that move, transmission relation of tracker mechanism, diameter of slide-valve distributor liquid and piston power hydrocylinder, resilient deformation of mechanical chain and inflexibility pipelines, hydraulic resistance, size of working pressure, productivity of pump and other parameters.

In a hydrovolumetric steering management a slide-valve performs the duty of reversible power amplifier with a high amplification factor. Working processes in him are described by difficult nonlinear equalizations. Hydraulic descriptions express dependence of expense liquid on the signal management and size loading.

Basic from them is: amplification of slide-valve factor on charges and amplification factor for speeds.

Hydraulic chart of hydrovolumetric steering management and hanging devices power means series KTP-120/121 shows by itself a difficult mechanism that consists hydraulic knots and connecting hose.

Than billow of hydrosteering is quicker revolved, that the directing wheels of tractor return with greater speed, and the liquid stamped from the corresponding cavities of hydrocylinders heads for weathering in a hydraulic reservoir.

In the process of exploitation there is a wear separate constituents the incorporated hydraulic system and the channels crossflow liquid appear, id est the total sources of liquid increase. The amount of liquid, which passes in these channels, is proportional to working pressure of working liquid.

In the article the theoretical ground of hydraulic descriptions tracker occasion the system hydrovolumetric steering management mobile power means was considered on motion the combined sowing aggregate. The got theoretical dependence shows the association of parameters turn with the parameters constituents the system hydraulic steering management tractor KTP-121.

Keywords: hydrovolumetric steering management, hydraulic actuator, slide-valve, shtok, losses of working liquid, hydrocylinder, priority valve, corner of turn of directing wheels.

Стаття надійшла в редакцію 01.09.2014р.

Рецензент: д.ф.-м.н., професор Кузема О.С.

УДК 631.372:629.02(075.8)

ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ УДОСКОНАЛЕННЯ МАШИННО-ТРАКТОРНИХ АГРЕГАТІВ

В. А. Руденко, к.т.н., доцент

А. В. Саснко, ст. викладач

Сумський національний аграрний університет

Наведена методика визначення техніко-економічних показників роботи машинно-тракторних агрегатів з використанням регуляторних і навантажувальних характеристик двигунів, при суміщенні операцій та удосконаленні технологій по обробітку культури, внесенні змін в робочі органи і конструкцію агрегату.

Ключові слова: тягове зусилля, машинно-тракторний агрегат, потужність, крутний момент, витрата палива, дотична сила тяги.

Постановка проблеми у загальному вигляді. Високий рівень використання мобільної техніки в сільському господарстві приводить до значних витрат паливо-мастильних матеріалів, які складають вагому частку в собівартості виконаних робіт і відповідно продукції. Тому роботи по визначенню витрат палива і шляхів його зниження при експлуатації машинно-тракторних агрегатів набули актуального значення. При виконанні курсових і дипломних проектів, написанні магістерських робіт, а також у повсякденній інженерній роботі необхідно виконувати техніко-економічне обґрунтування прийнятих рішень. Тому розробка методики, яка дозволяє провести необхідні розрахунки є своєчасною і актуальною.

Мета та постановка задач дослідження. Метою роботи є підвищення ефективності технічного використання машинно-тракторних агрегатів шляхом обґрунтування раціональних заходів по їх удосконаленню та при зміні операцій при вирощуванні культури.

Виклад основного матеріалу дослідження. При оцінці змін в технології обробітку культур та конструкції агрегатів здійснюють порівняння техніко-економічних показників для вибору оптимального варіанту. В більшості випадків, впливи не призводять до зміни передачі трансмісії на

якій виконувалася робота, а лише змінюються режими роботи двигуна. Послідовність розрахунку розглянемо на прикладі роботоного агрегату у складі трактора Т-150К і плуга ПЛН-5-35.

По перше визначають робочий опір плуга за існуючою технологією або без передбачуваних змін в робочих органах і агрегаті

$$R_{пл1} = K_v \cdot a \cdot b \cdot n + f \cdot G_{пл}, \quad (1)$$

де $R_{пл1}$ - робочий опір плуга;
 K_v - питомий опір ґрунту з урахуванням швидкості руху;

a - глибина оранки;

b - ширина захвату одного корпусу плуга;

n - кількість корпусів плуга;

f - коефіцієнт опору коченню;

$G_{пл}$ - вага плуга.

Відомо, що при збільшенні швидкості збільшується питомий опір. Величину питомого опору при збільшенні швидкості руху визначаємо за формулою

$$K_v = K_o \cdot \left[1 + 0,006 \cdot (V_p^2 - V_o^2) \right]. \quad (2)$$

K_v - питомий опір ґрунту з урахуванням швидкості руху;

K_o - питомий опір ґрунту при швидкості 5 км/год;

V_o - швидкість руху агрегату, яка дорівнює 5 км/год.

Складаємо рівняння тягового балансу, тобто