УДК 631.3: 62-514.5: 531.36

О.О. Моторна, канд. техн. наук
Вінницький національний аграрний університет, Вінниця, Україна

ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ МОДЕРНІЗОВАНОГО НАСОСА-ДОЗАТОРА НА ЯКІСТЬ РОБОТИ СИСТЕМИ ГІДРООБ'ЄМНОГО РУЛЬОВОГО КЕРУВАННЯ САМОХІДНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

THE UPGRADED STEERING UNIT PARAMETERS INFLUENCE ON THE SELF-PROPELLED AGRICULTURAL MACHINERY HYDROSTATIC STEERING SYSTEM OPER-ATION QUALITY

Розглядається гідрооб'ємна система рульового керування для самохідних машин сільськогосподарського або іншого призначення з модернізованим насосом-дозатором, особливістю конструкції якого є використання додаткового золотника для регулювання потоку робочої рідини, що відводиться на злив. Досягнення якості роботи насоса-дозатора забезпечується за рахунок реалізації в ньому спеціальної системи керування положенням доаткового золотника. Розроблено математичну модель системи рульового керування самохідної машини, в якій враховані параметри модернізованого насоса-дозатора. Якість роботи системи оцінюється по комплексу статичних та динамічних показників якості. При цьому розглядаються окремо показники при роботі рульової системи упродовж дії на шток виконавчого гідроциліндра зустрічного та попутного навантаження. Протягом дослідження впливу параметрів модернізованого насоса-дозатора на якість роботи системи гідрооб'ємного рульового керування самохідних машин враховано параметри додаткового золотника та системи керування його положенням. Побудовані графіки залежності показників якості системи рульового керування від відповідних параметрів насоса-дозатора, що дозволило зробити висновки про міру їх впливу на функціонування системи.

Ключові слова: насос-дозатор, система рульового керування, динамічні характеристики, вплив параметрів, показники якості.

Вступ

На сьогоднішній день гідрооб'ємні системи рульового керування використовуються на різноманітних сільськогосподарських та інших спеціальних машинах, що пов'язано з компактністю такої системи та зручністю компоновки робочих органів машини в передній частині машини. У зв'язку з цим провідними фірмами постійно ведуться роботи по удосконаленню таких систем та їх основного вузла — насоса-дозатора [1, 2].

У Вінницькому національному аграрному університеті на кафедрі машин та обладнання сільськогосподарського виробництва ведуться роботи по модернізації насоса-дозатора для таких систем та їх дослідженню [3]. Запропоновано модернізовану конструкцію насоса-дозатора, особливістю конструкції якого є відокремлення зливного дроселя від розподільної золотникової пари та виконання її у вигляді додаткового однокромкового золотника із спеціальною системою керування його положенням [4].

Постановка задачі

Конструктивну схему удосконаленого насоса-дозатора [3, 4] показано на рисунку 1. У центральному отворі корпусу 1 (рисунок 1, а) розташовано гільзу 2 з можливістю обертання, а в отворі цієї гільзи встановлено золотник 3 з можливістю обмеженого повороту відносно гільзи, утворюючи золотникову пару. На поверхні золотника виконані пази 4 та отвори 5, які з отворами 6 в гільзі утворюють дросельні кромки для реалізації комутації вхідних і вихідних каналів у відповідності із заданою керуючою дією.

Дозуючий вузол 7 містить центральне зубчасте колесо 8 і три сполучених зубчастих колеса 9, які утворюють робочу пару дозуючого вузла (рисунок 1, б). При цьому центральне зубчасте колесо 8 є ротором дозатора і його рух за допомогою вала 10 та повідка 11, планетарного редуктора 12 та карданного вала 15 і штифта 16 передається гільзі 2. Таким чином в насосі-дозаторі реалізується місцевий зворотний зв'язок по куту повороту ротора дозатора за рахунок порівняння кутів повороту золотника та гільзи.

Зливний дросель, який відводить невикористану частину потоку робочої рідини на злив, виконано у вигляді додаткового однокромкового золотника 20, піджатого з одного боку пружиною 21. Робоча кромка середньої шийки цього золотника з розточкою у корпусі утворює зливний дросель 22. Для регулювання коефіцієнта підсилення зливного дроселя по витраті робочої рідини його кромка формується канавками 23, як показано на виносному елементі В (рисунок 1, в). Розміри і кількість цих канавок визначається типорозміром насоса-дозатора і, відповідно, продуктивністю насоса живлення системи рульового керування.

Для керування положенням зливного золотника 20 під обидва його торці підводяться керуючі потоки з напірного каналу. При цьому з порожнини, де встановлена пружина

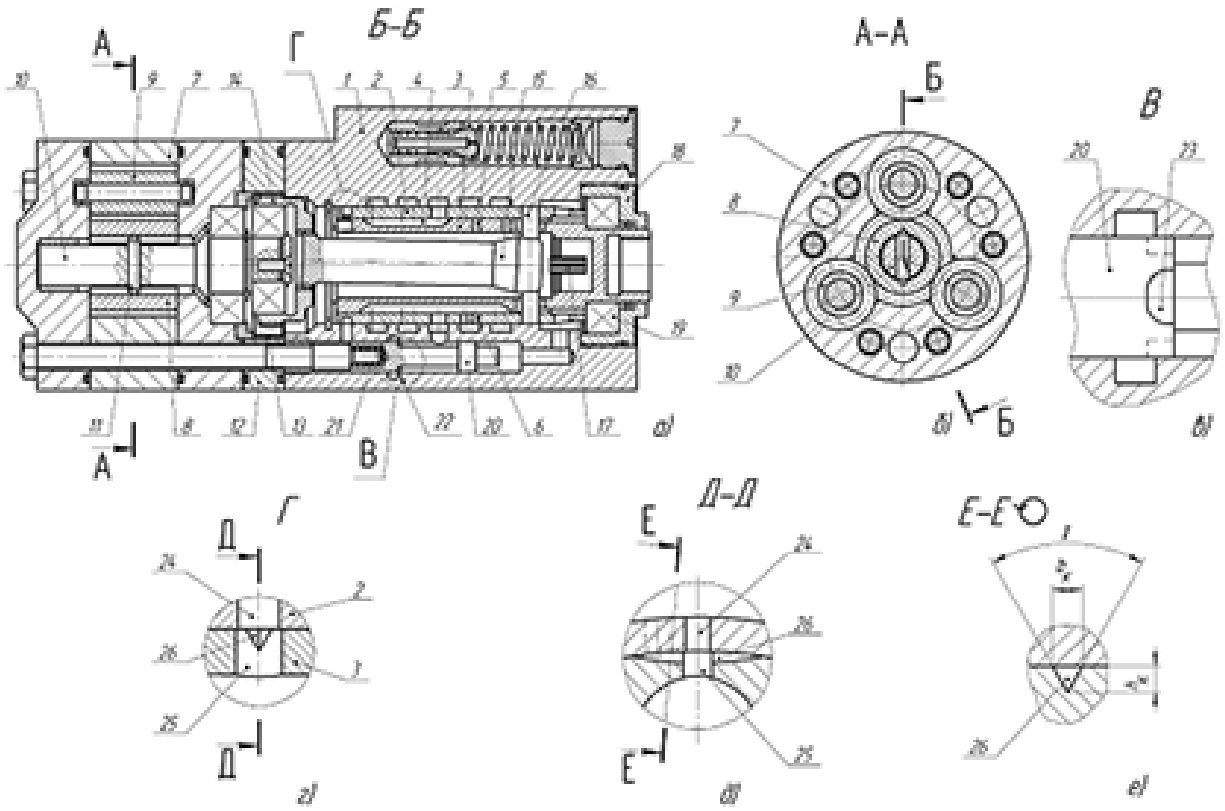

Рисунок 1 – Насос-дозатор удосконаленої конструкції

21, частина потоку відводиться на злив крізь дросель управління тиском. Останній виконано на золотниковій парі насоса-дозатора, як показано на виносному елементі Г (рисунок 1, г). Дросель реалізовано у вигляді двох співосних отворів 24 і 25 відповідно на гільзі 2 і золотникові 3 золотникової пари. Додатково на золотнику 3 виконано поперечну трикутну канавку 26, як показано на перерізі Д-Д (рисунок 1, д).

За відсутності повороту рульового вала золотник 3 під дією центруючих пружин знаходиться у нейтральному положенні і весь потік робочої рідини від насоса живлення підводиться до золотника зливу. При такому положенні золотникової пари отвори 21 і 25 співвісні, утворюючи максимальну площу відводу робочої рідини з торцевої порожнини зливного золотника на злив. При цьому в торцевій порожнині зливного золотника з боку пружини створюється мінімальний тиск, необхідний для його зміщення, внаслідок чого весь потік робочої рідини з напірної лінії відводиться на злив при мінімальному тиску.

Упродовж створення керуючої дії на вході насоса-дозатора золотник золотникової пари зміщується відносно гільзи на величину Δφ, яка встановлюється за рахунок від'ємного зворотного зв'язку по куту повороту автоматично за умови створення відкриття дросельних щілин золотникової пари, необхідних для проходження кількості робочої рідини, що визначається швидкістю обертання золотника. Чим більша швидкість обертання рульового колеса, тим більша неузгодженість Δφ і тим більша частина потоку рідини, що підводиться до гідроциліндра, і менша частина потоку, що відводиться на злив.

Функцію регулювання потоку робочої рідини, що відводиться на злив, виконує зливний золотник за рахунок певного закону його переміщення — чим більша швидкість обертання рульового колеса, тим менше відкриття зливного дроселя. Ця функція реалізується за рахунок зменшення площі дроселя управління тиском в лівій торцьовій порожнині зливного золотника в усьому діапазоні неузгодженості Δφ в золотниковій парі, що призводить до зміщення останнього вправо і, відповідно, зменшенню зливного дроселя тим більше, чим більша швидкість обертання рульового колеса.

При цьому, коли сигнал керування відсутній і золотникова пара знаходиться в нейтральному положенні, площа дроселя управління тиском в лівій торцьовій порожнині зливного золотника повинна бути достатньо великою для забезпечення мінімального тиску розвантаження в напірній магістралі. Проте при дії сигнала керування і виникненні неузгодженості Δφ між золотником і гільзою більше величини позитивного перекриття дроселюючих кромок золотникової пари площа дроселя управління тиском повинна різко зменшитись для підйому тиску в напірному каналі і реалізації руху робочої рідини до дозуючого вузла та, відповідно, до виконавчого гідроциліндра.

Для реалізації складного закону зміни площі дроселя управління тиском в лівій торцевій порожнині зливного золотника в конструкції цього дроселя крім дросельних отворів 24 та 25 додатково на поверхні золотника виконано поперечну трикутну канавку 26.

У зв'язку з цим діаметри отворів 24 і 25 дроселя управління тиском приймаються за умови практично їх повного перекриття після неузгодженості у золотниковій парі більше величини позитивного перекриття її дросельних кромок. При подальшому збільшенні неузгодженості у золотниковій парі площа дроселя управління тиском визначається площею поперечної канавки, яку показано на рисунку 1, е.

Таке виконання дроселя управління тиском, який має різну характеристику зміни його площі від зміщення золотника відносно гільзи при різних кутах такого зміщення, забезпечує підвищення тиску в торцевій порожнині зливного золотника при збільшенні швидкості обертання рульового колеса і, відповідно, зменшення кількості робочої рідини, що відводиться на злив, та мінімальне значення тиску при відсутності обертання рульового колеса і, відповідно, відведенню всього потоку робочої рідини на злив, забезпечуючи невеликий тиск в напірній магістралі при нейтральному положенні золотника та гільзи золотникової пари.

Вирішення поставленої задачі

Для аналізу роботи запропонованого насоса-дозатора та вибору його параметрів з урахуванням забезпечення необхідних динамічних характеристик та показників якості всієї системи рульового керування машини постала задача розробки математичної моделі такої системи з насосом-дозатором нової конструкції [6, 7].

Розрахункову схему цієї системи показано на рисунку 2, а її математичну модель, що описує зміну тиску на характерних ділянках гідросистеми та переміщення механічних ланок, представлено системою диференціальних рівнянь [5, 8, 9], які у після вирішення їх відносно старшої похідної набувають вигляду, який наведено системою рівнянь (1).

Дослідження виконувалося шляхом проведення числового експерименту, результатом якого був розрахунок перехідного процесу в системі, по якому визначались параметри, що характеризують якість функціонування системи рульового керування.

Для всебічної характеристики статичних та динамічних показників якості функціонування системи рульового керування враховувались ці параметри окремо при дії зустрічного та попутного навантаження [10].

Упродовж роботи системи при дії зустрічного навантаження було обрано наступні показники якості системи:

- тривалість перехідного процесу $T_{\text{п.п.з}}$ при дії навантаження, як показник швидкодії системи;

- перерегулювання відносних витрат гідроциліндра $Q_{\text{ц.від.пер}}$, як показник коливальності;

$$
\begin{cases}
\dfrac{dp_{\text{к}}}{dt} = (Q_{\text{к}} - Q_{\text{двих}} - Q_{\text{н1}} - Q_{\text{ун1}} - Q_{\text{ун2}} - Q_{\text{н4}} - Q_{\text{н5}} - Q_{\text{н9}} - Q_{\text{н19}}) \Big/ \dfrac{V_{\text{к}}}{E_{\text{зв}}(p_{\text{к}})} \cdot \dfrac{dp_{\text{двих}}}{dt} \\
\dfrac{dp_{\text{двих}}}{dt} = (Q_{\text{д}} - Q_{\text{двих}} + Q_{\text{н12}} + Q_{\text{н13}} + Q_{\text{н16}} - Q_{\text{н18}}) \Big/ \dfrac{V_{\text{двих}}}{E_{\text{зв}}(p_{\text{двих}})}, \\
\dfrac{dp_{\text{з.пр}}}{dt} = (Q_{\text{двих}} - Q_{\text{ц.вх}} - Q_{\text{н8}} + Q_{\text{н.10}} - Q_{\text{н11}} + Q_{\text{н13}}) \Big/ \dfrac{V_{\text{з.пр}}}{E_{\text{зв}}(p_{\text{з.пр}})}, \\
\dfrac{dp_{\text{ц.вх}}}{dt} = (Q_{\text{ц.вх}} - Q_{\text{ц}} - Q_{\text{н6}} - Q_{\text{н7}} - Q_{\text{н21}} - Q_{\text{в1}} + Q_{\text{кл}}) \Big/ \dfrac{V_{\text{ц.вх}}}{E_{\text{зв}}(p_{\text{ц.вх}})}, \\
\dfrac{dp_{\text{ц.вих}}}{dt} = (Q_{\text{ц}} - Q_{\text{ц.вих}} - Q_{\text{н.2}} + Q_{\text{н.5}} + Q_{\text{н.6}} + Q_{\text{н.21}}) \Big/ \dfrac{V_{\text{ц.вих}}}{E_{\text{зв}}(p_{\text{ц.вих}})}, \\
\dfrac{dp_{\text{ун.1}}}{dt} = (Q_{\text{ун.1}} - Q_{\text{пер.зол.1}} + Q_{\text{н.19}}) \Big/ \dfrac{V_{\text{ун.1}}}{E_{\text{зв}}(p_{\text{ун.1}})}, \\
\dfrac{dp_{\text{ун.2}}}{dt} = (Q_{\text{ун.2}} - Q_{\text{др.уп}} + Q_{\text{пер.зол2}} - Q_{\text{н1}} - Q_{\text{н.2}} - Q_{\text{н.20}}) \Big/ \dfrac{V_{\text{ун2}}}{E_{\text{зв}}(p_{\text{ун.2}})} \\
\dfrac{d^2\varphi_{\text{рот}}}{dt^2} = (M_{\text{рот}} - M_{\text{кар}} - M_{\text{т.р.1}}) / I_{\text{рот}} \\
\dfrac{d^2\varphi_{\text{кар}}}{dt^2} = (M_{\text{кар}} - M_{\text{гіл}} - M_{\text{т.р.2}}) / I_{\text{кар}}, \\
\dfrac{d^2\varphi_{\text{гіл}}}{dt^2} = (M_{\text{гіл}} - M_{\text{т.р.3}} + M_{\text{т.р.4}} + M_{\text{пр}}) / I_{\text{гіл}}, \\
\dfrac{d^2y}{dt^2} = (R_{\text{ц}} - R_{\text{н}} - R_{\text{т.р.ц}} - R_{\text{т.с.ц}}) / m_{\text{ц}}, \\
\dfrac{d^2x}{dt^2} = (R_{\text{ун.1}} - R_{\text{ун.2}} - R_{\text{пр}} - R_{\text{т.р.з}}) / m_{\text{зз}}, \\
\Delta\varphi = \varphi_{\text{зол}} - \varphi_{\text{гіл}}.
\end{cases}
\quad (1)
$$

- стале значення тиску $p_{\text{н.з}}$ у напірному каналі при дії сигналу керування та доланні зустрічного навантаження;

- перепад тиску $\Delta p_{\text{вт}}$ на дросельних кромках золотникової пари, як показник втрат енергії робочої рідини на розподільнику;

- витрати в системі керування $Q_{\text{др.уп}}$ положенням зливного золотника як показник втрат енергії робочої рідини необхідної для системи керування; пікове значення тиску $p_{\text{н.пік}}$ у напірному каналі, яке виникає при включенні насоса живлення за відсутності сигналу керування.

Під час роботи системи рульового керування при дії попутного навантаження було обрано наступні показники якості цієї системи:

- тривалість перехідного процесу при попутному навантаженні $T_{\text{п.п.п}}$;

- стале значення відносних витрат гідроциліндра $Q_{\text{ц.від}}$;

- пікове значення відносних витрат гідроциліндра $Q_{\text{ц.від.пік}}$;

- стале значення тиску в напірному каналі $p_{\text{н.п}}$ при дії сигналу керування та доланні попутного навантаження.

Для оцінки впливу окремих параметрів насоса-дозатора на якість роботи системи рульового керування

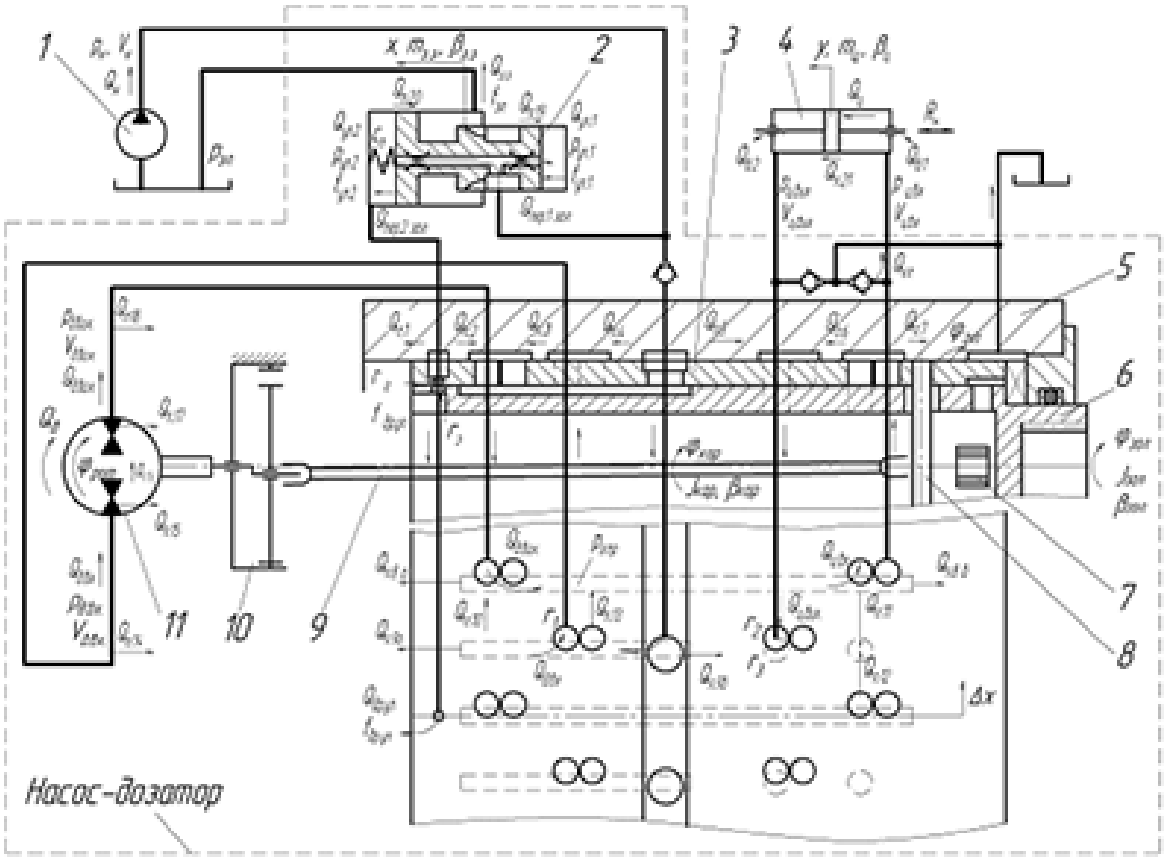

Рисунок 2 – Розрахункова схема системи рульового керування сільськогосподарської ма-шини з насосом-дозатором нової конструкції; 1 - насос живлення; 2 - зливний золотник; 3, 6 - гільза та золотник золотникової пари; 4 – виконавчий гідроциліндр; 5 – корпус насоса-дозатора; 7 – центруючи пружини; 8 – штифт; 9 – кардан; 10 – планетарний редуктор; 11 – дозуючий вузол

будувалися залежності обраних показників якості від значень параметрів насоса-дозатора, вплив яких досліджувався.

На рисунку 3 зображено залежності впливу попередньої деформації пружини $x_{поп}$ під торцем зливного золотника при різних значеннях жорсткості цієї пружини сп при дії зустрічного навантаження. На рисунку 3, а показано залежність тривалості перехідного процесу $T_{п.п.з}$, з якого видно, що збільшення жорсткості або збільшення попереднього натягу цієї пружини, тобто збільшення зусилля з боку пружини на золотник, зменшує тривалість перехідного процесу і, відповідно, зменшує коливальність системи.

Це підтверджується зміною величини перерегулювання відносних витрат гідроциліндра $Q_{ц.від.пер}$, яку показано на рисунку 3, б. Збільшення жорсткості або збільшення попереднього натягу цієї пружини зменшує величину перерегулювання до нульового значення, що характеризує зменшення коливальності системи.

Але збільшення зусилля з боку пружини на золотник призводить до збільшення тиску в напірному каналі гідросистеми $p_{н.з}$, як це видно з графіка на рисунку 3, в. Це саме підтверджується залежністю пікового значення тиску в напірному каналі $p_{н.з.пік}$, яку показано на рисунку 3, г. Цей тиск забезпечує переміщення зливного золотника для відкриття зливного дроселя при миттєвому зростанні ви-трат насоса живлення від нуля до максимального значення. Збільшення зусилля з боку пружини потребує збільшення тиску в напірному каналі.

Якщо залежність пікового значення тиску (рисунок 3, г) має пропорційну залежність від попередньої деформації пружини, то стале значення тиску в напірному каналі (рисунок 3, в) має мінімальне значення тиску $p_{н.з}$, яке при заданих параметрах насоса-дозатора та режиму роботи системи рульового керування з навантаженням 2 *МПа*, дорівнює 2,3 *МПа*. Це пов'язано з мінімальними втратами тиску $\Delta p_{вт}$, які виникають як перепад тиску на дросельних кромках розподільника.

Це підтверджується залежностями перепаду тиску Δрвт на дросельних кромках золотникової пари при різних параметрах системи, які показано на рисунку 3, д, на яких також є обмеження мінімального перепаду тиску. При заданих параметрах насоса-дозатора мінімальне значення перепаду тиску дорівнює 0,3 *МПа*.

На рисунку 3, е показано залежність витрати $Q_{др.уп}$ у системі керування положенням зливного золотника, які

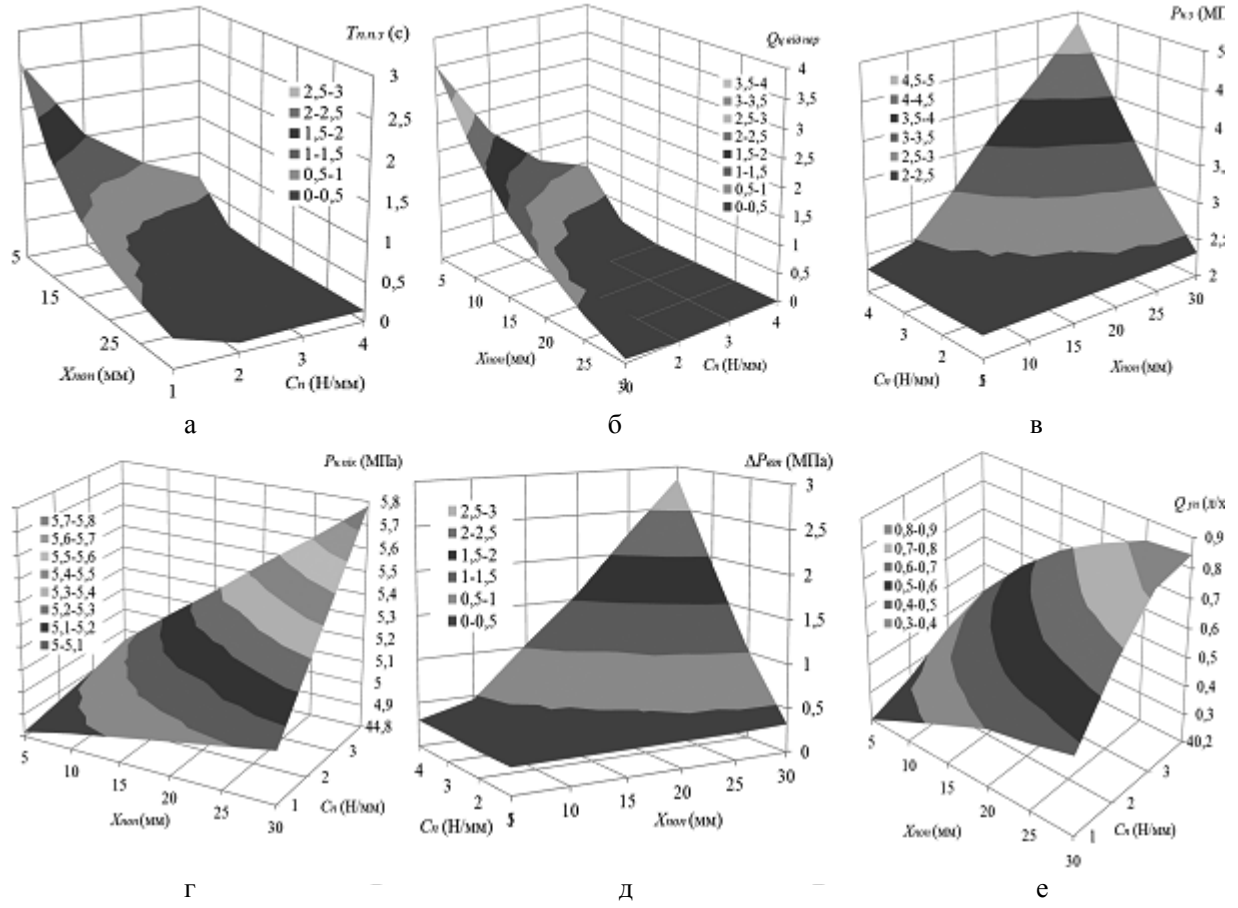

Рисунок 3 – Вплив при зустрічному навантаженні попередньої деформації пружини хпоп під торцем зливного золотника при різних значеннях жорсткості цієї пружини сп на тривалість перехідного процесу $T_{п.п.з}$ (а), перерегулювання відносних витрат гідроциліндра $Q_{ц.від.пер}$ (б), сталого значення тиску в напірному каналі рн.з (в), пікового значення тиску в напірному каналі $p_{п.пік}$ (г), перепаду тиску $Δp_{вт}$ на дросельних кромках золотникової пари (д) та витрати е системі управління $Q_{уп}$ положенням зливного золотника (е)

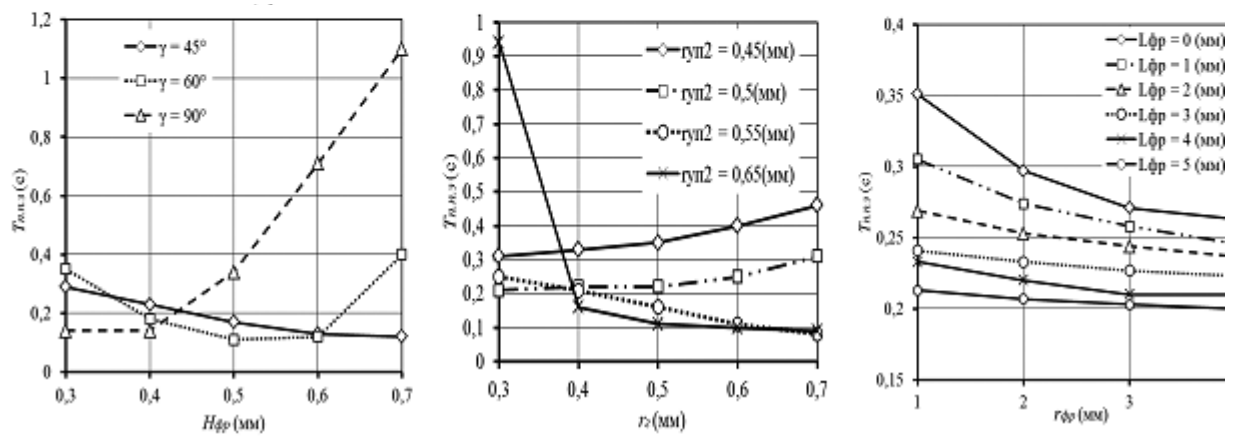

Рисунок 4 – Залежності тривалості перехідного процесу $T_{п.п.}з$ при зустрічному навантаженні від глибини $H_{фр}$ фрезерування канавки на золотнику при різних значеннях кута γ профілю цієї канавки (а), радіуса $r_{г}$ отвору в гільзі дроселя керування тиском при різних значеннях радіуса отвору $r_{уп2}$ дроселя підведення потоку управління під лівий торець золотника злива (б) та радіуса $r_{фр}$ канавок, які утворюють дросельну щілину на золотнику злива, при різній довжині $L_{фр}$, цих канавок (в)

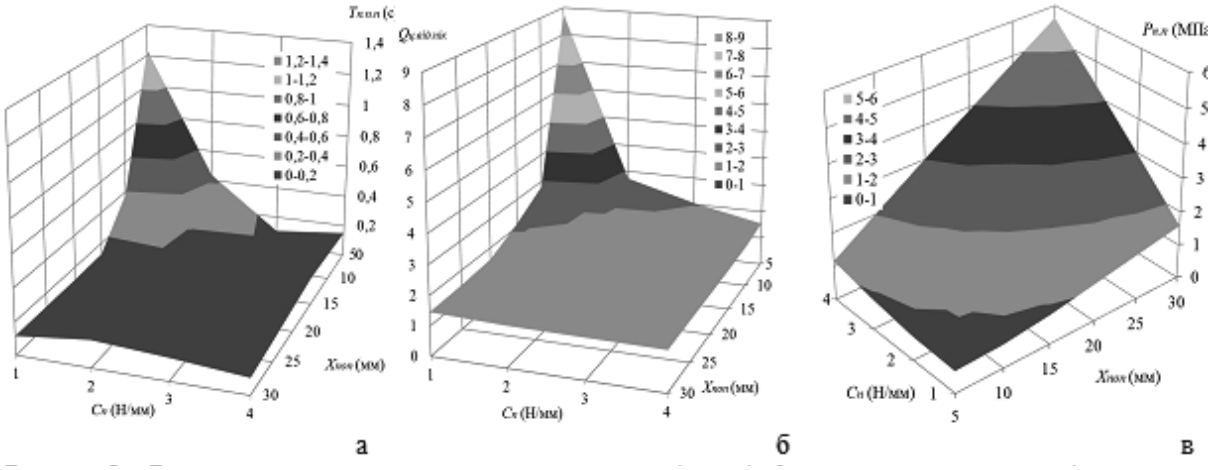

Рисунок 5 — Вплив при попутному навантаженні попередньої деформації пружини хпоп під торцем зливного золотника при різних значеннях жорсткості цієї пружини $c_п$ на тривалість перехідного процесу $T_{п.п.п}$ (а), перерегулювання відносних витрат гідроциліндра $Q_{ц.від.пер}$ (б) та сталого значення тиску в напірному каналі $p_{н.з}$ (в)

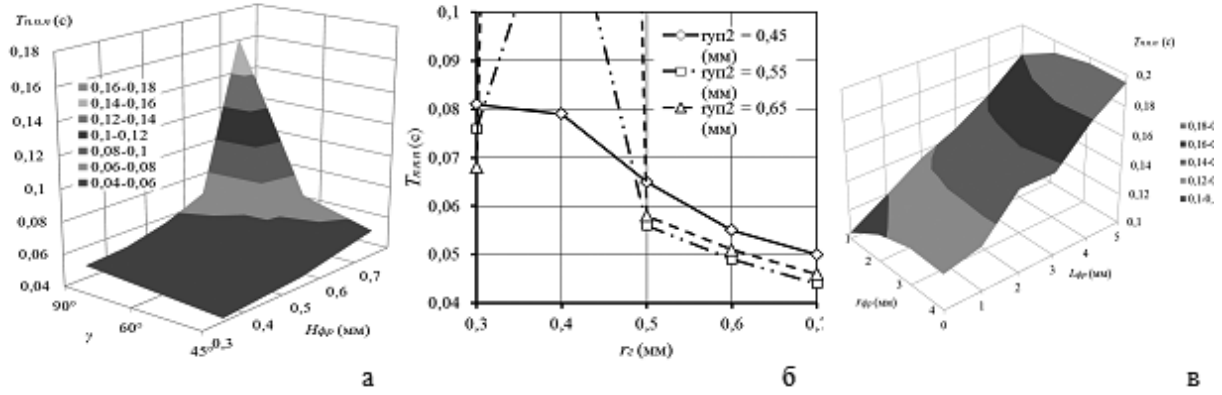

Рисунок 6 – Залежності тривалості перехідного процесу $T_{п.п.п}$ при попутному навантаженні від глибини $H_{фр}$ фрезерування канавки на золотнику при різних значеннях кута γ профілю цієї канавки (а), радіуса $r_г$ отвору в гільзі дроселя керування тиском при різних значеннях радіуса отвору $r_{уп2}$ дроселя підведення потоку управління під лівий торець золотника злива (б) та радіуса $r_{фр}$ канавок, які утворюють дросельну щілину на золотнику злива, при різній довжині $L_{фр}$, цих канавок (в)

спливають через дросель управління тиском. Як видно з графіка, ці витрати також зростають із збільшенням зусилля з боку пружини і коливаються у межах від 0,2 до 0,82 *дм*^{3}/*хв*, що складає 1,6–6,5% від витрат насоса живлення.

Слід зазначити, що усі розглянуті залежності від попередньої деформації пружини при різних значеннях жорсткості пружини є монотонні залежності з існуванням на деяких з них певного обмеження.

Але аналіз показав, що залежності тривалості перехідного процесу T та величини перерегулювання відносних витрат гідроциліндра $Q_{ц.від.пер}$ мають однаковий характер та дають оцінку коливальності системи. Залежності сталого тиску $p_{н.з}$ та перепаду тиску $\Delta p_{вт}$ на дросельних кромках золотникової пари також мають однаковий характер та дають оцінку втрат енергії робочої рідини у вигляді перепаду тиску на дросельних кромках золотникової пари.

Тому в подальшому з розглянутих для аналізу якості залишились параметри $T_{п.п}$.з та $\Delta p_{вт}$. Крім того, наступні експериментальні дослідження показали, що на практиці параметр пікового значення тиску в напірному каналі $p_{н.пік}$ не приймає великих значень, що пов'язано з відсутністю ступінчастої зміни витрат насоса живлення, що відбувається при його включенні. Тому цей параметр також далі не враховувався.

У подальшому досліджувались залежності показників якості системи рульового керування протягом дії зустрічного навантаження від наступних параметрів насоса-дозатора:

- параметрів канавки на золотнику (глибина $H_{фр}$ та кут γ профілю) і радіуса отвору в гільзі $r_г$, що утворюють дросель керування тиском;

- радіуса отвору $r_{уп2}$ дроселя підведення потоку управління під лівий торець золотника злива;

- радіуса $r_{фр}$ та довжини $L_{фр}$ канавок, які утворюють дросельну щілину на золотнику злива.

Частину результатів цих досліджень зображено на рисунку 4, де показано залежності тривалості перехідного процесу $T_{п.п.з}$ при дії зустрічного навантаження в залежності від перелічених параметрів.

На рисунку 4, а показано залежність $T_{п.п}$.з від глибини $H_{фр}$ фрезерування канавки на золотнику при різних значеннях кута профілю цієї канавки. З графіка видно, що із збільшенням глибини канавки спочатку тривалість перехідного процесу зменшується, а потім починає зростати. Це добре видно з такої залежності при значенні кута профілю канавки 60°. При меншому значенні кута (γ=45°) при наведених значеннях глибини канавки її площа не досягає значень, при яких починається збільшення тривалості перехідного процесу, а при більшому значенні кута (γ=90°) площа канавки не зменшується до значень, при яких починається збільшення тривалості перехідного процесу. Але ця залежність є сідлоподібною з існуванням мінімального значення залежної величини.

На рисунку 4, б показано залежність $T_{п.п}$.з від радіуса отвору в гільзі $r_г$ дроселя керування тиском при різних значеннях радіуса отвору $r_{уп2}$ дроселя підведення потоку управління під лівий торець золотника злива. З аналізу графіка можна зробити висновок, що ця залежність є складною і її характер залежить від співвідношення діаметрів цих дросельних отворів. При малих значеннях радіуса $r_{уп2}$ збільшення радіуса $r_г$ призводить до зростання тривалості перехідного процесу. Але збільшення радіуса $r_{уп2}$ призводить до зміни характеру цієї залежності і збільшення радіуса $r_г$, що призводить до зменшення тривалості перехідного процесу.

На рисунку 4, в показано залежність $T_{п.п.з}$ від радіуса $r_{фр}$ фрезерованих канавок, які утворюють дросельну щілину на золотнику злива при різній довжині $L_{фр}$ цих канавок. З аналізу графіка можна зробити висновок, що збільшення радіуса $r_{фр}$ та довжини $L_{фр}$ цих канавок зменшує тривалість перехідного процесу, хоча діапазон зміни $T_{п.п.з}$ незначний.

На рисунку 5 побудовано залежності впливу попередньої деформації пружини $x_{поп}$ під торцем зливного золотника при різних значеннях жорсткості цієї пружини сп при дії попутного навантаження. На рисунку 5, а показано залежність тривалості перехідного процесу $T_{п.п.п}$ при попутному навантаженні. При малих значеннях жорсткості пружини ($c_п = 1-2$ *Н/мм*) із зменшенням натяга тривалість перехідного процесу суттєво збільшується. Але при збільшенні жорсткості пружини тривалість перехідного процесу практично не змінюється та приймає значення $T_{п.п.п} \approx 0.15$ *с*, до якого наближається тривалість перехідного процесу $T_{п.п.з}$ при зустрічному навантаженні для аналогічної залежності від попередньої деформації пружини при різних значеннях жорсткості пружини.

Залежність відносних витрат $Q_{ц.від.}$ гідроциліндра та залежність пікових відносних витрат $Q_{ц.від.пік.}$ гідроциліндра мають ідентичний характер, тому на графіку на рисунку 5, б показано тільки залежність відносних витрат $Q_{ц.від.}$ гідроциліндра. Як і в попередній залежності, при значній жорсткості пружини величина відносних витрат $Q_{ц.від.}$ гідроциліндра дорівнює одиниці. Але зменшення зусилля з боку пружини на зливний золотник призводить до збільшення відносних витрат $Q_{ц.від.}$, тобто збільшенню швидкості виконавчого гідроциліндра. При малих зусиллях пружини це збільшення може бути значним — більше, ніж в шість разів.

На рисунку 5, в показано залежність сталого значення тиску $p_{н.п}$ у напірному каналі. Залежність отримана при величині попутного навантаження у вихідних каналах насоса-дозатора –10 *МПа*. При цьому тиск у напірному каналі у найгірших умовах доходить лише до 5 *МПа*, тобто цей тиск не характеризує втрати енергії на дроселювання рідини на кромках золотникової пари, тому в подальшому цей параметр не враховувався.

Досліджувались також залежності показників якості системи рульового керування упродовж дії попутного навантаження від наступних параметрів насоса-дозатора:

- параметрів канавки на золотнику (глибина $H_{фр}$ та кут γ профілю) і радіус отвору в гільзі $r_г$, що утворюють дросель керування тиском;

- радіуса отвору $r_{уп2}$ дроселя підведення потоку управління під лівий торець золотника злива;

- радіуса $r_{фр}$ та довжини $L_{фр}$ канавок, які утворюють дросельну щілину на золотнику злива.

Частину результатів цих досліджень показано на рисунку 6, де зображено залежності тривалості перехідного процесу $T_{п.п.п}$ при дії попутного навантаження в залежності від перелічених параметрів.

На рисунку 6, а показано залежність $T_{п.п.п}$ від глибини $H_{фр}$ фрезерування канавки на золотнику, що формує дросель керування тиском під торцем зливного золотника, при різних значеннях кута профілю цієї канавки. З графіка чітко прослідковується збільшення часу перехідного процесу із збільшенням площі досліджуємої канавки або за рахунок глибини, або за рахунок кута.

На рисунку 6, б показано залежність $T_{п.п.п}$ від радіуса отвору в гільзі $r_г$ дроселя керування тиском при різних значеннях радіуса отвору $r_{уп2}$ дроселя підведення потоку управління під цей торець золотника злива. З аналізу графіка можна зробити висновок, що при зменшенні площі дроселя керування тиском тривалість перехідного процесу збільшується. Але при радіусі отвору цього дроселя $r_г$ = 0,4 *мм* та значенні дроселя підведення потоку управління $r_{уп2}$ = 0,55 *мм* суттєво збільшується тривалість $T_{п.п.п}$, а при $r_{уп2}$ = 0,65 *мм* у цій залежності взагалі відбувається розрив у зв'язку із виникненням автоколивань.

На рисунку 6, в показано залежність $T_{п.п.п}$ від радіуса $r_{фр}$ фрезерованих канавок, які утворюють дросельну щілину на золотнику злива при різній довжині $L_{фр}$ цих канавок. З аналізу графіка можна зробити висновок, що збільшення

як радіуса $r_{фр}$, так і довжини $L_{фр}$р канавок призводить до збільшення тривалості $T_{п.п.п}$. Це пов'язано із збільшенням коефіцієнта підсилення по витраті дросельної кромки зливного золотника, що призводить до збільшення коливальності системи і, відповідно, тривалості $T_{п.п.п}$. Однак слід відзначити, що зміна довжини $L_{фр}$ канавок більш суттєво впливає на тривалість $T_{п.п.п}$, ніж їх радіус $r_{фр}$.

Висновки

Показано, що при дії зустрічного навантаження на коливальність системи суттєво впливає величина сили, що діє з боку пружини на зливний золотник. Із зростанням сили за рахунок збільшення жорсткості пружини або її попередньої деформації коливальність системи зменшується. При цьому покращується робота системи рульового керування з попутним навантаженням — відносні витрати $Q_{ц.від}$ гідроциліндра наближаються до одиниці. Але збільшення зусилля з боку пружини призводить до пропорційного підвищення тиску в напірному каналі як упродовж долання зустрічного навантаження, так і при нейтральному положенні золотникової пари. Крім того, зростають витрати $Q_{уп}$ у системі управління положенням зливного золотника. Все це призводить до збільшення втрат енергії у системі рульового керування.

На коливальність системи суттєво впливають параметри дроселя управління тиском під торцем зливного золотника. Причому залежність тривалості перехідного процесу від глибини $H_{фр}$ канавки на золотнику, що утворює цей дросель, є сідлоподібною з існуванням мінімального значення. Так, при зміні глибини канавки $H_{фр}$ від 0,4 *мм* до 0,7 *мм* тривалість перехідного процесу збільшується від 0,14 *с* до 1,1 *с*. Також складною є залежність тривалості перехід-ного процесу від радіуса отвору $r_г$ в гільзі, що утворює цей дросель, коли при різних значеннях розміру дроселя $r_{уп.2}$ підведення потоку управління під торець зливного золотника ця залежність має різний характер.

Література

1. Sauer-Danfoss. General, Steering Components. Technical Information. Mobile Power and Control Systems 520L0468, [Электронный ресурс] / Rev BB, Feb 2010. — Ре-жим доступу: http://www.sauer-danfoss.com/Products/Steering/ index.htm.

2. Щербаков, В.С. Совершенствование объемных гидроприводов рулевого управления дорожно-строительных машин: монография / В.С. Щербаков, Ш.К. Мукушев, А.В. Жданов. — Омск: СибАДИ, 2011. — 162 с.

3. Середа, Л.П. Насос-дозатор з додатковим зливним золотником з новою системою керування для гідрооб'ємних систем рульового керування / Л.П. Середа, Ю.М. Козак, О.О.Моторна // Промислова гідравліка і пневматика 2012. — 2(36) — С. 27-30.

4. Пат. 86521 Україна, МПК (2013.01) B62D 5/00. Гідравлічний рульовий механізм транспортного засобу / М.І. Іванов, Л.П. Середа, О.О. Моторна, Ю.М. Козак, О.М Переяславський; заявник і патентовласник Вінницький державний аграрний університет. — № u 2013 01264; заявл. 04.02.2013; опубл. 10.01.2014, Бюл. № 1, 2014 р.

5. Моторная, О. Усовершенствование конструкции насоса-дозатора системы гидрообъемного рулевого управления самоходных машин / О. Моторная, Н. Иванов, Л. Середа, А. Переяславский. // MOTROL: Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences. — Lublin. 2014. — Vol. 16, №5. — С. 103—114.

6. Немировский, И. А. Расчет гидроприводов технологических машин / И.А. Немировский, Н. Г. Снисарь. — К.: Техника, — 1992. — 181 с.

7. Попов, Д.Н. Оценка эффективности и оптимальное проектирование гидроприводов / Д.Н. Попов. // Вестник машиностроения. — 1986. — № 9. — С. 20-23.

8. Моторна, О.О. Математична модель системи гідравлічного об'ємного рульового керування / О.О. Моторна // Промислова гідравліка і пневматика. — 2007. — №4 (18). — С. 95—102.

9. Середа, Л.П. Підвищення технічних характеристик системи рульового керування сільськогосподарських машин за рахунок розробки нової конструкції насос-дозатора / Л.П. Середа, М.І. Іванов, О.О. Переяславська. // Промислова гідравліка і пневматика. — 2005. — №1(7). — С. 101—103.

10. Моторна, О.О. Вибір показників якості для всебічної оцінки функціонування гідрооб'ємної системи рульового керування самохідних сільськогосподарських машин /О.О. Моторна // Промислова гідравліка і пневматика. — 2015. — №2(48). — С. 71—75.

References

1. Sauer-Danfoss. General, Steering Components. Technical Information. Mobile Power and Control Systems 520L0468, [Электронный ресурс] / Rev BB, Feb 2010. — Режим доступу: http://www.sauer-danfoss.com/Products/Steering/ index.htm.

2. Shcherbakov, V.S. Sovershenstvovanie obemnykh gidroprivodov rulevogo upravleniya dorozhno-stroitelnykh mashin: monografia / V. S. Shcherbakov, Sh. K. Mukushev, A.V. Zhdanov. — Omsk: SibADI, 2011. — 162 s.

3. Sereda, L.P. Nasos-dozator z dodatkovym zlyvnym zolotnykom z novoiu systemoiu keruvannia / L.P. Sereda, Y.M. Kozak,, O.O. Motorna // Promyslova gidravlika i pnevmatyka 2012. — 2(36) — C. 27—30.

4. Pat. 86521 Ukrayina, MPK (2013.01) B62D 5/00. Hidravlichnyi rulovyi mekhanizm transportnoho zasobu / M.I. Ivanov, L.P. Sereda, O.O. Motorna, Y.M. Kozak, O.M. Pereiaslavskiy; zaiavnyk i patentovlastnyk Vinnytskyi derzhavnyi ahrarnyi universytet. — № u 2013 01264; zayavl. 04.02.2013; opubl. 10.01.2014, Biul. №1, 2014 r.

5. Motornaya, O. Usovershenstvovanie konstruktsii nasosa-dozatora sistemy gidroobieemnogo rulevogo upravleniya samokhodnykh mashin / O. Motornaia, N. Ivanov, L. Sereda, A. Pereiaslavskiy. // MOTROL: Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences.– Lublin. 2014. — Vol. 16, № 5. — C. 103—114.

6. Nemirovskiy, I. A. Raschet gidroprivodov tehnologicheskih mashin / I.A. Nemirovskiy, N. G. Snisar. — K.: Tekhnika, — 1992. — 181 s.

7. Popov, D.N. Otsenka effektivnosti i optimalnoe proektirovanie gidroprivodov / D.N. Popov. // Vestnik mashinostroeniya. — 1986. — № 9. — S. 20—23.

8. Motorna, O.O. Matematichna model sistemy gidravlichnogo obiemnogo rulovogo keruvannya / O.O. Motorna // Promislova gidravlika i pnevmatika. — 2007. — №4(18). — S. 95—102.

9. Sereda, L.P. Pidvishchennya tekhnichnykh kharakteristik sistemy rulovogo keruvannya silskogospodarskikh mashin za rakhunok rozrobki novoyi konstruktsiyi nasos-dozatora / L.P. Sereda, M.I. Ivanov, O.O. Pereyaslavska. // Promyslova gidravlika i pnevmatyka. — 2005. — №1(7). — S. 101—103.

10. Motorna, O.O. Vybir pokaznykiv yakosti dlya vsebichnoyi otsinki funktsionuvannya gidroobiemnoyi systemy rulovogo keruvannya samohidnykh silskogospodarskikh mashin /O.O. Motorna // Promyslova gidravlika i pnevmatyka. — 2015. — №2(48). — S. 71—75.

Надійшла 30.08.2015 року

УДК 631.3: 62-514.5: 531.36

Влияние параметров модернизированого насоса-дозатора на качество работы системы гидрообъемного рулевого управления самоходных сельськохохяйственных машин

О.А. Моторная

Рассматривается гидрообъемная система рулевого управления для самоходных машин сельскохозяйственного либо другого назначения с модернизированным насосом-дозатором, особенностью конструкции которого является использование дополнительного золотника для регулирования потока рабочей жидкости, которая отводится на слив. Достижение качества работы насоса-дозатора обеспечивается за счет реализации в нем специальной системы управления положением дополнительного золотника. Разработана математическая модель системы рулевого управления самоходной машины, в которой учтены параметры модернизованного насоса-дозатора. Качество работы оценивается по комплексу статических и динамических показателей качества. При этом рассматриваются отдельно показатели при работе рулевой системы во время действия на шток исполнительного гидроцилиндра встречной и попутной нагрузки. При исследовании влияния параметров модернизированного насоса-дозатора на качество работы системы гидрообъемного рулевого управления самоходных машин рассматривались параметры дополнительного золотника и сисемы управления его положением. Построены графики зависимости показателей качества системы рулевого управления от соответственных параметров насоса-дозатора, что позволило сделать выводы о мере их влияния функционирования системы.

Ключевые слова: насос-дозатор, система рулевого управления, динамические характеристики, влияние параметров, пока-затели качества.

UDC 631.3: 62-514.5: 531.36

The upgraded steering unit parameters influ-ence on the self-propelled agricultural machinery hydrostatic steering system operation quality

O.O. Motorna

The hydrostatic steering system of self-propelled agricultural and other machinery with the upgraded steering unit is considered, it's design feature is using of the additional slide

valve for controlling the flow of techical fluid, that is drained for sink. The functioning quality achievements are provided through the implementation of the special additional slide valve control system. The self-propelled agricultural machinery steering system mathematical model is designed, which consider parameters of the upgraded steering unit. The system operation quality is estimated by the static and dinamic quality indicators complex. Quality indicators of the steering system operation under the executive cylinder rod load and counter load are considered herewith separately. The additional slide valve and it's control system parameters were considered during the research of the upgraded steering unit parameters influence on the self-propelled machinery hydrostatic steering system operation quality. The graphs of the steering system quality indicators dependence on the corresponding steering unit parameters are made, that allowed to make the conclusions about their influence on system functioning.

Keywords: steering unit, steering system, dinamic characteristics, parameters influence, quality indicators.