

М.І. Іванов, канд. техн. наук,
О.О. Моторна, канд. техн. наук,
О.М. Переяславський, канд. техн. наук,
Ю.М. Козак

Вінницький національний аграрний університет, Вінниця, Україна

ВИБІР ПАРАМЕТРІВ НАСОСА-ДОЗАТОРА ДЛЯ СИСТЕМИ ГІДРООБ'ЄМНОГО РУЛЬОВОГО КЕРУВАННЯ САМОХІДНИХ МАШИН НА ОСНОВІ БАГАТОКРИТЕРІАЛЬНОЇ ОПТИМІЗАЦІЇ

THE CHOICE OF THE STEERING UNIT PARAMETERS OF THE SELF-PROPELLED MACHINERY HYDROSTATIC STEERING SYSTEM BASED ON MULTI-CRITERION OPTIMISATION

Розглядається задача вибору параметрів насоса-дозатора для системи гідрооб'ємного рульового керування самохідних машин, особливістю конструкції якого є використання додаткового золотника для регулювання потоку робочої рідини, що відводиться на злив. Для вибору параметрів насоса-дозатора використано методіку оптимального проектування методом ЛП_τ-оптимізації, який реалізує проектування як евристичний ітераційний процес, що дозволило вирішити багатокритеріальну та багатоекстремальну задачу вибору оптимальних параметрів насоса-дозатора. В якості критеріїв оптимізації розглядаються показники якості системи рульового керування самохідної машини в їх реальній розмірності, та обрані варійовані параметри, які суттєво впливають на якість роботи насоса-дозатора. В якості варійованих параметрів обрані параметри, що визначають конструктивні характеристики кромки зливного дроселя, дроселя керування тиском під торцем зливного золотника та інші параметри системи керування положенням цього золотника.

Упродовж проведення оптимізації виконано зондування багатомірного паралелепіпеда простору варійованих параметрів за рахунок вибору з нього за допомогою ЛП_τ-послідовності пробних точок, які визначають вектор конструктивних параметрів. Для кожної пробної точки проведено числовий розрахунок математичної моделі, послідовно задаючи режими роботи з зустрічним та попутним навантаженням при максимальній швидкості сигналу керування. За результатами розрахунків формується таблиця результатів, аналіз якої дозволив обрати компромісну точку варійованих параметрів за умови забезпечення високої швидкодії, припустимої коливальності, високої якості роботи при попутному навантаженні, припустимого тиску в напірному каналі при відсутності сигналу керування та економічності, що забезпечує квазіоптимальні характеристики системи.

Ключові слова: насос-дозатор, система рульового керування, оптимальне проектування, ЛП_τ-оптимізація, критерії оптимізації, варійовані параметри, квазіоптимальні характеристики.

Вступ

Насос-дозатор, який є основним вузлом гідрооб'ємних систем рульового керування сучасних сільськогосподарських та інших спеціальних машин, постійно вдосконалюється для вирішення задач безпеки, надійності та зручності експлуатації цих машин.

У Вінницькому національному аграрному університеті ведуться роботи з вдосконалення насоса-дозатора виробництва ПрАТ «Будгідраліка» [1, 2]. Запропоновано оригінальну конструкцію розподільного вузла насоса-дозатора, особливістю якого є спрощення золотникової пари за рахунок відокремлення від неї зливного дроселя та виконання його у вигляді додаткового однокромкового золотника [3]. Вибір параметрів насоса-дозатора ускладнюється тим, що залежності показників якості системи рульового керування від параметрів насоса-дозатора є досить складними та суперечливими [4]. Для вирішення задачі вибору параметрів таких складних

наукоємних пристроїв широко використовується методіка оптимального проектування [5, 6].

На сьогоднішній день застосовуються як детерміновані, так і пошукові методи оптимального проектування [7, 8, 9, 10, 11]. Але за умови вирішення багатокритеріальної та багатоекстремальної задачі вибору параметрів насоса-дозатора найбільш доцільною є методіка ЛП_τ-оптимізації [6, 9, 10, 11], яка реалізує проектування як евристичний ітераційний процес. При цьому досліджується простір параметрів системи шляхом числового рішення задачі в інтерактивному режимі, обираючи з них Парето-оптимальне.

Постановка задачі

Схему запропонованої системи рульового керування з модернізованим насосом-дозатором показано на рисунку 1. У верхній частині схеми показано основні конструктивні елементи системи, а нижче показано розгортку

розподільного вузла, який виконано поворотного типу у вигляді золотникової пари. На схемі основною лінією показані конструктивні елементи гільзи 3, а пунктирною – золотника 6.

Робоча рідина від насоса живлення 1 одночасно подається до напірного каналу розподільного вузла та до зливного золотника 2. При відсутності сигналу керування золотник 6 та гільза 3 під дією центруючих пружин 7 знаходяться у нейтральному положенні, при якому всі дросельні вікна закрито і робоча рідина від насоса живлення відводиться на злив через дросельне вікно зливного золотника 2. У такому режимі тиск у напірному каналі системи повинен бути мінімальним для зменшення втрат енергії.

При обертанні вхідного вала з певною швидкістю у порожнині гідроциліндра подається частина потоку робочої рідини від насоса живлення, яка пропорційна швидкості обертання керма. Решта робочої рідини від насоса живлення відводиться на злив через дросельне вікно зливного золотника. При цьому це дросельне вікно керується системою управління положенням зливного золотника, основним елементом якого є дросель керування тиском під лівим (по схемі) торцем, який з'єднує цю

порожнину зі зливом. Дросель керування тиском виконано на золотникової парі у вигляді двох співосних отворів на гільзі 3 і золотникові 6 та поперечної канавки на золотнику.

Для дослідження запропонованої системи рульового керування на основі розрахункової схеми (рисунку 1) розроблено математичну модель цієї системи, що описує зміну тиску на характерних ділянках гідросистеми та переміщення механічних ланок [3, 12]. Математичну модель представлено системою диференціальних рівнянь, які у загальному вигляді після вирішення їх відносно старшої похідної набуває наступного вигляду

Вирішення поставленої задачі

Задача вибору параметрів насоса-дозатора запропонованої конструкції вирішувалась з використанням методики оптимального проектування.

Для виконання параметричної оптимізації обираємо критерії оптимізації. Особливість методики ЛПЧ -оптимізації полягає в тому, що вона дозволяє в якості критеріїв оптимізації розглядати показники якості системи в їх реальній розмірності. У роботі [13] розглядалися параметри, що характеризують якість роботи системи гідрооб'ємного рульового керування.

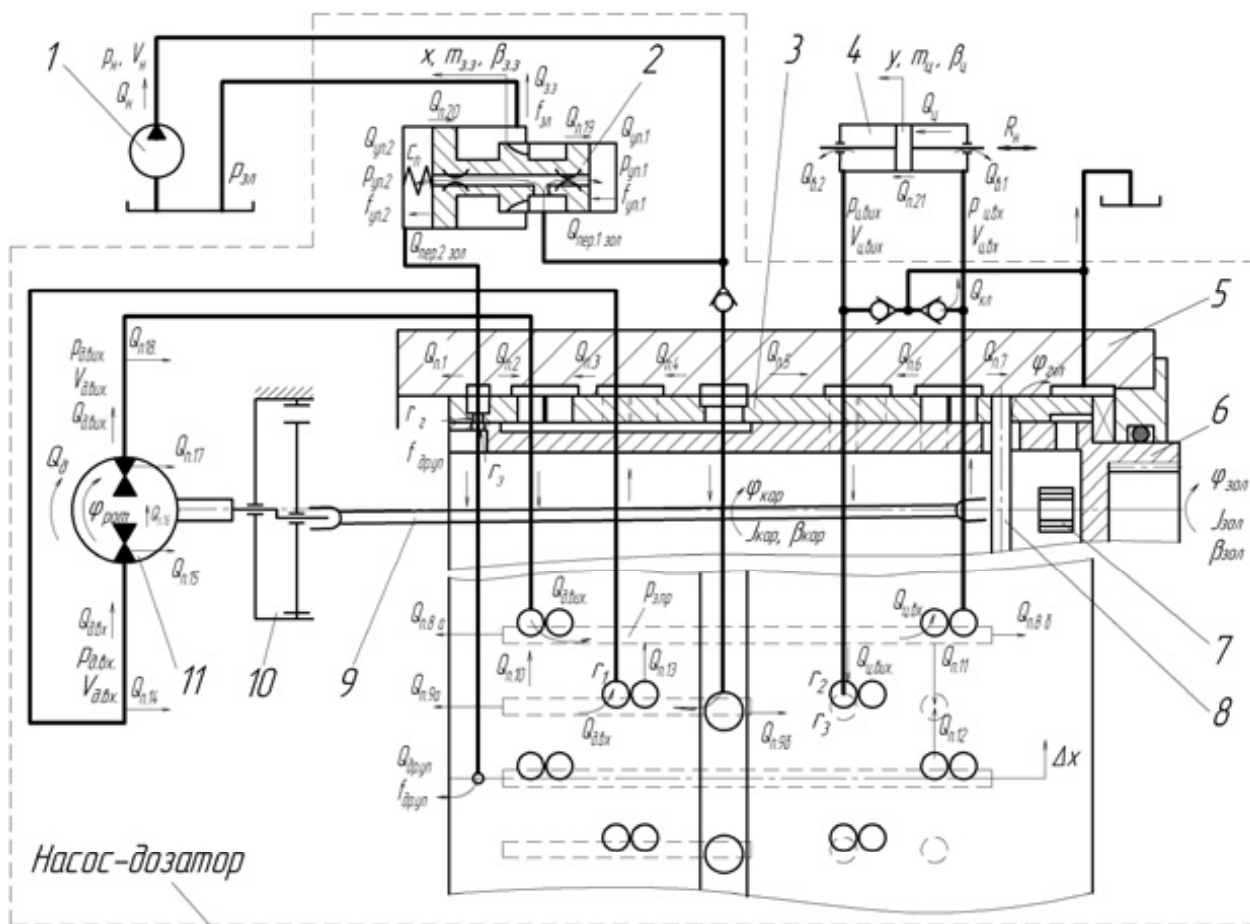


Рисунок 1 – Схема системи рульового керування сільськогосподарської машини з модернізованим насосом-дозатором; 1 – насос живлення; 2 – зливний золотник; 3, 6 – гільза та золотник золотникової пари; 4 – виконавчий гідроциліндр; 5 – корпус насоса-дозатора; 7 – центруючі пружини; 8 – штифт; 9 – кардан; 10 – планетарний редуктор; 11 – дозуючий вузол

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{dp_n}{dt} &= (Q_n - Q_{d.ox} - Q_{z3} - Q_{yn.1} - Q_{yn.2} - Q_{n.4} - Q_{n.5} - Q_{n.9} - Q_{n.19}) / \frac{V_n}{E_{36}(p_n)}, \\ \frac{dp_{d.ox}}{dt} &= (Q_{d.ox} - Q_d - Q_{n.3} + Q_{n.4} - Q_{n.13} - Q_{n.15} - Q_{n.16}) / \frac{V_{d.ox}}{E_{36}(p_{d.ox})}, \\ \frac{dp_{d.oux}}{dt} &= (Q_d - Q_{d.oux} + Q_{n.2} + Q_{n.3} + Q_{n.16} - Q_{n.18}) / \frac{V_{d.oux}}{E_{36}(p_{d.oux})}, \\ \frac{dp_{z.np}}{dt} &= (Q_{d.oux} - Q_{u.ox} - Q_{n.8} + Q_{n.10} - Q_{n.11} + Q_{n.13}) / \frac{V_{z.np}}{E_{36}(p_{z.np})}, \\ \frac{dp_{u.ox}}{dt} &= (Q_{u.ox} - Q_u - Q_{n.6} - Q_{n.7} - Q_{n.21} - Q_{6.1} + Q_{кл}) / \frac{V_{u.ox}}{E_{36}(p_{u.ox})}, \\ \frac{dp_{u.oux}}{dt} &= (Q_u - Q_{u.oux} - Q_{6.2} + Q_{n.5} + Q_{n.6} + Q_{n.21}) / \frac{V_{u.oux}}{E_{36}(p_{u.oux})}, \\ \frac{dp_{yn.1}}{dt} &= (Q_{yn.1} - Q_{пер.зол.1} + Q_{n.19}) / \frac{V_{yn.1}}{E_{36}(p_{yn.1})}, \\ \frac{dp_{yn.2}}{dt} &= (Q_{yn.2} - Q_{др.yn} + Q_{пер.зол.2} - Q_{n.1} - Q_{n.2} - Q_{n.20}) / \frac{V_{yn.2}}{E_{36}(p_{yn.2})}, \\ \frac{d^2 \varphi_{ром}}{dt^2} &= (M_{ром} - M_{кар} - M_{m.p.1}) / I_{ром} \\ \frac{d^2 \varphi_{кар}}{dt^2} &= (M_{кар} - M_{зіл} - M_{m.p.2}) / I_{кар} \\ \frac{d^2 \varphi_{зіл}}{dt^2} &= (M_{зіл} - M_{m.p.3} + M_{m.p.4} + M_{np}) / I_{зіл} \\ \frac{d^2 y}{dt^2} &= (R_u - R_n - R_{m.p.4} - R_{m.c.y}) / m_u \\ \frac{d^2 x}{dt^2} &= (R_{yn.1} - R_{yn.2} - R_{np} - R_{m.p.3}) / m_{z3} \\ \Delta \varphi &= \varphi_{зол} - \varphi_{зіл} \end{aligned} \right. \quad (1)$$

При аналізі перехідного процесу доцільно розглядати найважчі умови роботи системи рульового керування. Таким умовам відповідає робота системи з максимальною швидкістю та максимальним навантаженням.

З розглянутих показників в якості критерію оптимізації приймаємо тривалість перехідного процесу при дії зустрічного навантаження, який безпосередньо дає пряму оцінку швидкодії та непрямо оцінює коливальність системи, як це показано в роботі [13]. Але потрібно врахувати, що параметри якості мають характеризувати роботу насоса-дозатора на різних режимах навантаження. Тому розглядається окремо тривалість перехідного процесу $T_{n.n.z}$ під час дії зустрічного навантаження та тривалість перехідного процесу $T_{n.n.n}$ під час дії попутного навантаження.

Крім того, оскільки при попутному навантаженні виникає можливість переміщення поршня виконавчого гідроциліндра зі швидкістю, більшою за ту, що задається вхідним сигналом, то важливим параметром якості насоса-

дозатора є відносні витрати $Q_{г.від}$ гідроциліндра [13, 14]. Тому при попутному навантаженні приймаємо ще один критерій оптимізації — відносні витрати гідроциліндра.

Оскільки при менших навантаженнях та швидкостях вхідного сигналу показники якості не погіршуються, то перераховані параметри у цілому визначають якість роботи системи гідрооб'ємного рульового керування. З інших показників якості, що розглядались [13, 15], додатково аналізуються такі, що характеризують енергетичні втрати в системі та її працездатність:

- величина тиску в напірному каналі $p_{н.с}$ при середньому положенні золотника золотникової пари (при відсутності сигналу керування);
- втрати тиску робочої рідини у вигляді перепаду тиску $\Delta p_{вт}$ на дросельних кромках золотникової пари при дії сигналу керування;
- витрати в системі керування $Q_{др.yn}$ положенням зливного золотника;
- період зупинки $\tau_{зуп}$ поршня гідроциліндра;
- період насичення $\tau_{нас}$ відносного зміщення золотника в золотникової парі.

Ці критерії оптимізації мають задовільняти наступним критеріальним обмеженням

$$\left\{ \begin{aligned} p_{н.с} &\leq p_{н.с \max}; \\ \Delta p_{вт} &\leq \Delta p_{вт \max}; \\ Q_{др.yn} &\leq Q_{др.yn \max}; \\ \tau_{зуп} &\leq \tau_{зуп \max}; \\ \tau_{нас} &\leq \tau_{нас \max}. \end{aligned} \right. \quad (2)$$

Величина тиску в напірному каналі $p_{н.с}$ при середньому положенні золотника золотникової пари жорстко обмежується з умови припустимих втрат в системі, коли вона знаходиться в нейтральному положенні, і для насосів-дозаторів з різними робочими об'ємами передбачені рекомендовані значення цього параметра, які показано в таблиці 1

Таблиця 1 — Максимальні значення тиску в напірному каналі $p_{н.с \max}$ при середньому положенні золотника золотникової пари

Робочий об'єм насоса-дозатора, $см^3$	Номінальні витрати насоса живлення, $дм^3/хв$	Максимальне значення тиску в напірному каналі $p_{н.с}$, МПа
80, 100	12,5	0,4
125, 160	16	0,5
200, 250	25	0,6
315, 400	40	0,8
500, 630	63	1,2
800, 1000	80	1,6

Обмеження по інших показниках якості встановлено у процесі оптимізації.

В якості варійованих параметрів насоса-дозатора було обрано ті, що визначають конструктивні характеристики кромки зливного дроселя, дроселя керування тиском під торцем зливного золотника та інші параметри системи керування положенням цього золотника. На першому етапі параметричної оптимізації на основі попередніх досліджень [1, 3, 16] було обрано наступних десять параметрів насоса-дозатора:

- попередня деформація x_{non} пружини, що розташована під торцем зливного золотника;
- довжина $L_{фр}$ та кількість n_k канавок на дросельній кромці зливного золотника;
- глибина фрезерування $H_{фр}$ та кут γ профілю канавки на золотнику золотникової пари;
- радіус отвору r_{yn2} дроселя підведення робочої рідини під торець зливного золотника;
- радіус отвору r_z на гільзі та радіус отвору r_3 на золотнику золотникової пари, що утворюють дросель $f_{др,yn}$ управління тиском під торцем зливного золотника;
- перекриття дросельних кромки золотникової пари відповідно підведення L_2 та відведення L_3 робочої рідини до виконавчого гідроциліндра.

Крім того, під час зміни варійованих параметрів радіуси отворів r_z та r_3 , які знаходяться в однакових розмірних діапазонах, можуть в різних пробних точках, що відповідають різним сполученням параметрів, створювати однакові значення площі дроселя $f_{др,yn}$ за рахунок призначення симетричних розмірів для цих отворів. Крім того, з конструктивних міркувань було прийнято радіус отвору цього дроселя на гільзі виконувати меншим, а на золотнику — більшим.

Для реалізації зазначеної умови замість параметра «радіус отвору r_3 на золотнику золотникової пари» було штучно введено коефіцієнт $k_{др,yn}$ відношення радіусів отворів на гільзі r_z та на золотнику r_3 , а саме

$$k_{др,yn} = r_z / r_3, \quad (3)$$

який дозволяє при умові $k_{др,yn} \geq 1$ задавати радіус r_3 завжди більшим (або рівним) величини радіуса r_z .

На основі попередніх досліджень були обрані межі зміни кожного з варійованих параметрів, які є параметричними обмеженнями і граничні значення яких показано нижче

$x_{non.min}$	= 10 мм	$x_{non.max}$	= 25 мм	(4)
$L_{фр.min}$	= 0 мм	$L_{фр.max}$	= 6 мм	
$n_{k.min}$	= 2	$n_{k.max}$	= 6	
$H_{фр.min}$	= 0,3 мм	$H_{фр.max}$	= 1 мм	
γ_{min}	= 45	γ_{max}	= 90	
$r_{yn2.min}$	= 0,4 мм	$r_{yn2.max}$	= 1,5 мм	
$r_{z.min}$	= 0,4 мм	$r_{z.max}$	= 1,5 мм	
$k_{др,yn.min}$	= 1	$k_{др,yn.max}$	= 2	

$L_{3.min}$	= 0,03 мм	$L_{3.max}$	= 0,6 мм
$L_{4.min}$	= 0,03 мм	$L_{4.max}$	= 0,6 мм

Величини перекриттів L_2 та L_3 визначаються розмірами конструктивних елементів, що утворюють відповідні дроселі, і визначаються наступними співвідношеннями

$$L_2 = \frac{\pi \cdot d_3}{24} - 0.5 \cdot b_{naz} - r_2; \quad (5)$$

$$L_3 = \frac{\pi \cdot d_3}{24} - r_2 - r_3. \quad (6)$$

Регулювати значення цих перекриттів зручно зміною радіусів отворів r_2 та r_3 , які згідно прийнятим величинам L_2 та L_3 визначаються наступними співвідношеннями

$$r_2 = \frac{\pi \cdot d_3}{24} - 0.5 \cdot b_{naz} - L_2, \quad (7)$$

$$r_3 = \frac{\pi \cdot d_3}{24} - r_2 - L_3. \quad (8)$$

Упродовж зміни варійованих параметрів, які визначають довжину кромки зливного золотника, а саме радіус $r_{фр}$, довжину $L_{фр}$ та кількість n_k канавок на дросельній кромці зливного золотника, потрібно контролювати загальну довжину цієї дросельної кромки за умови, щоб вона не була більшою за довжину кола, що утворює зовнішній діаметр $d_{3.1}$ цієї шийки зливного золотника, а саме

$$(L_{фр} + 2 r_{фр}) n_k \leq \pi d_{3.1}, \quad (9)$$

що є функціональним обмеженням.

З наведеного вище задача оптимізації формулюється наступним чином. Потрібно знайти оптимальне значення варійованих параметрів, які забезпечують мінімальне значення критеріїв оптимізації $T_{n.n.z}$, $T_{n.n.n}$ та $Q_{u,від}$ з урахуванням критеріальних (2), параметричних (4) та функціонального (9) обмежень.

Блок-схему алгоритму оптимізації показано на рисунку 2. Під час проведення оптимізації виконується зондування десятимірного паралелепіпеда простору варійованих параметрів за рахунок вибору з нього за допомогою ЛП_т — послідовності пробних точок, які визначають вектор конструктивних параметрів.

Для цього використовується генератор ЛП_т-послідовності [11]. Для кожної точки проводиться перевірка функціональних обмежень. Якщо умова перевірки не виконується, така точка в подальшому для проведення досліджень не розглядається. Після цього задається режим роботи рульової системи. Для кожної пробної точки послідовно задаються режими роботи з зустрічним та попутним навантаженням при максимальній швидкості сигналу керування.

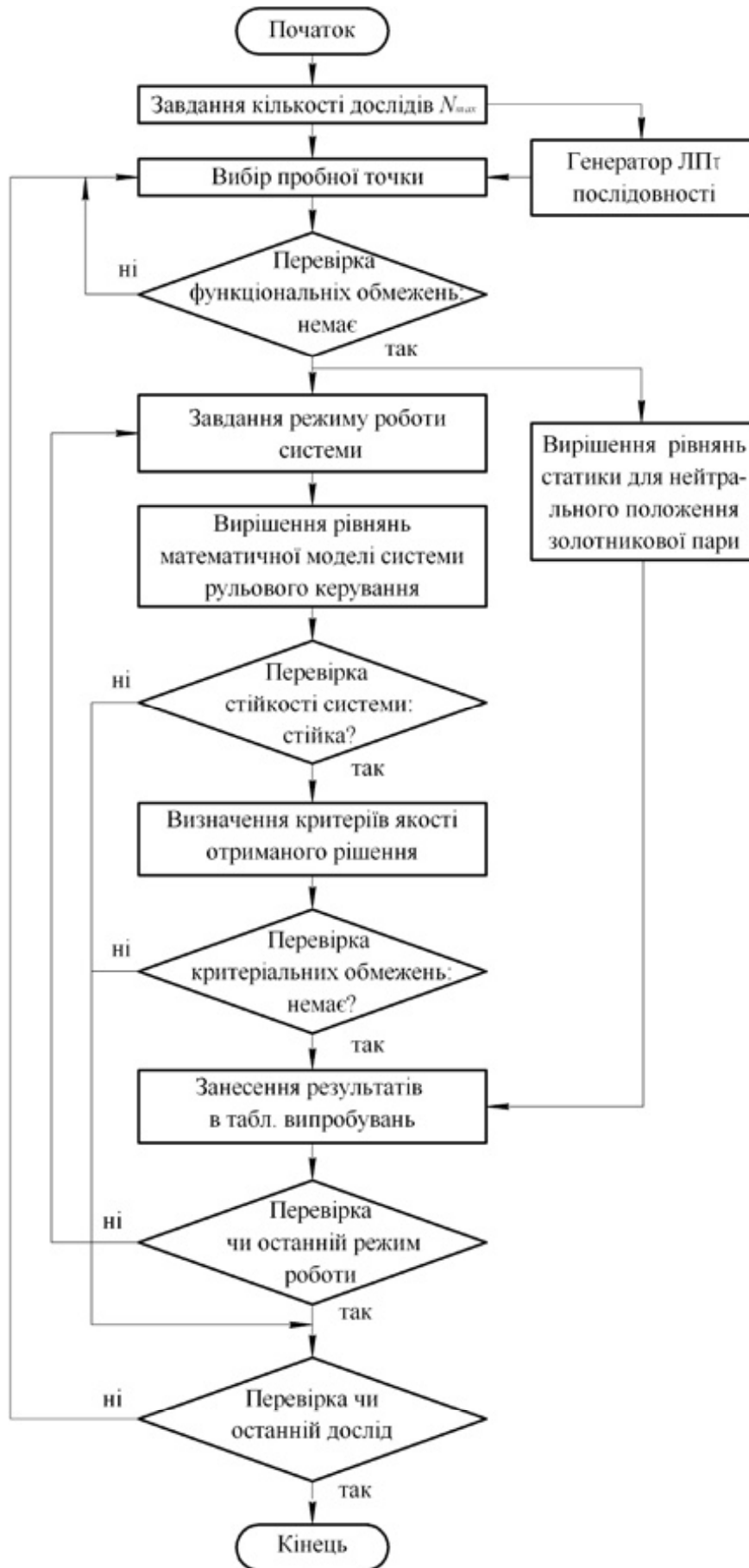


Рисунок 2 — Блок-схема алгоритму оптимізації

Таблиця 2 – Скорегована матриця значень варійованих параметрів для перших 16-ти пробних точок

№ точки	Варійовані параметри							
	x_{non} мм	$H_{фр}$ мм	γ , град	r_{y2} мм	r_2 мм	$k_{ор,уш}$	L_3 мм	L_4 мм
1.	17,5	0,45	65	0,5	0,5	1,5	0,45	0,55
2.	13,75	0,525	55	0,55	0,45	1,75	0,375	0,675
3.	21,25	0,375	80	0,45	0,55	1,25	0,525	0,425
4.	11,875	0,4875	85	0,575	0,525	1,125	0,4125	0,4875
5.	19,375	0,3375	60	0,475	0,425	1,625	0,5625	0,7375
6.	15,625	0,4125	75	0,425	0,575	1,875	0,3375	0,6125
7.	23,125	0,5625	50	0,525	0,475	1,375	0,4875	0,3625
8.	10,9375	0,58125	75	0,4625	0,4375	1,0625	0,43125	0,58125
9.	18,4375	0,43125	50	0,5625	0,5375	1,5625	0,58125	0,33125
10.	14,6875	0,35625	90	0,5125	0,4875	1,8125	0,35625	0,45625
11.	22,1875	0,50625	65	0,4125	0,5875	1,3125	0,50625	0,70625
12.	12,8125	0,39375	60	0,5375	0,5125	1,1875	0,31875	0,76875
13.	20,3125	0,54375	85	0,4375	0,4125	1,6875	0,46875	0,51875
14.	16,5625	0,46875	45	0,4875	0,5625	1,9375	0,39375	0,39375
15.	24,0625	0,31875	70	0,5875	0,4625	1,4375	0,54375	0,64375
16.	10,46875	0,45938	65	0,44375	0,49375	1,28125	0,59063	0,44063

Для обраної пробної точки на відповідних режимах роботи виконується числове рішення рівнянь математичної моделі розглядаємої системи. По отриманим результатам визначається працездатність та показники якості системи рульового керування. Працездатність визначається по стійкості системи — якщо перехідний процес незагукуючий, то система нестійка і така пробна точка відкидається, а розрахунки виконуються для наступної пробної точки.

Якщо система стійка, то визначаються критерії оптимізації для поточної пробної точки. Далі виконується перевірка, чи задовольняють отримані параметри якості прийнятним критеріальним обмеженням. При виконанні заданих обмежень результати розрахунку реєструються в таблиці випробувань, якщо ні — така пробна точка відкидається, а розрахунки виконуються для наступної пробної точки.

Після вибору пробної точки паралельно вирішуються рівняння статички, що дозволяє визначити параметри системи при нейтральному положенні золотникової пари. Результати розрахунку також реєструються в таблиці. Задача оптимізації вирішується в два етапи. На першому етапі формується масив результатів числового моделювання. Для цього обираємо в просторі варійованих параметрів кількість пробних точок $N=16$. Значення варійованих параметрів задаються, перетворюючи ЛП₄-последовність $Q[j]$ з одиничного гіперкуба в десятимірний

паралелепіпед простору параметрів. Перетворення виконується за співвідношенням

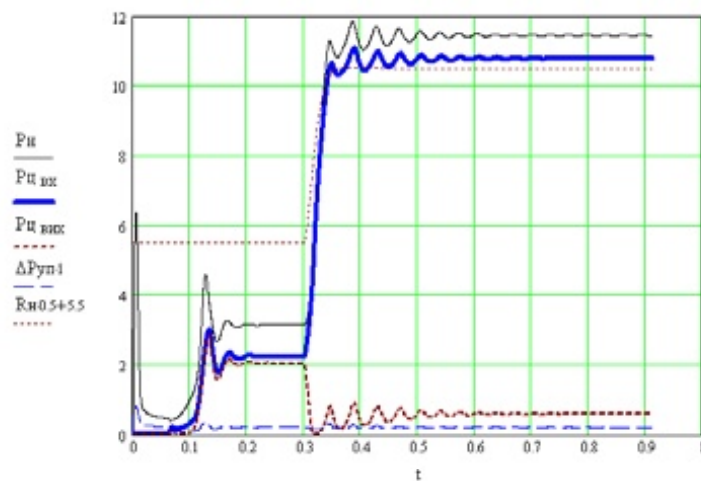
$$M_j = M_{j\min} + (M_{j\max} - M_{j\min}) \times Q[j], \quad (10)$$

де M_j , $M_{j\min}$ та $M_{j\max}$ — варійований параметр та його граничні значення.

В роботі розглянуто оптимізацію параметрів насоса-дозатора з робочим об'ємом 80 см^3 . В кожній пробній точці були виконані розрахунки перехідних процесів для двох видів навантаження, по яких були визначені критерії оптимізації. Але за результатами моделювання системи в перших 16-ти точках з'ясувалось, що ні в жодній пробній точці не забезпечується нормальна робота системи рульового керування внаслідок виникнення автоколивань або неможливості підйому тиску в напірному каналі. З досліджених 16-ти пробних точок множина точок, при яких забезпечується працездатність системи, опинилась пустою.

Аналіз варійованих параметрів показав, що діапазони їх зміни обрані для випадку оптимізації всіх типорозмірів насоса-дозатора. Але при робочому об'ємі 80 см^3 в пробних точках призначено кількість канавок n в більшості випадків від трьох до шести, а їх довжина $L_{фр}$ — від 1 мм до 5,6 мм, що задає велику довжину дросельної кромки зливного золотника.

За умови зменшення кількості розрахунків для насосів-дозаторів з малим робочим об'ємом ($80\text{—}100 \text{ см}^3$) було запропоновано зафіксувати два параметра, що визначають



а

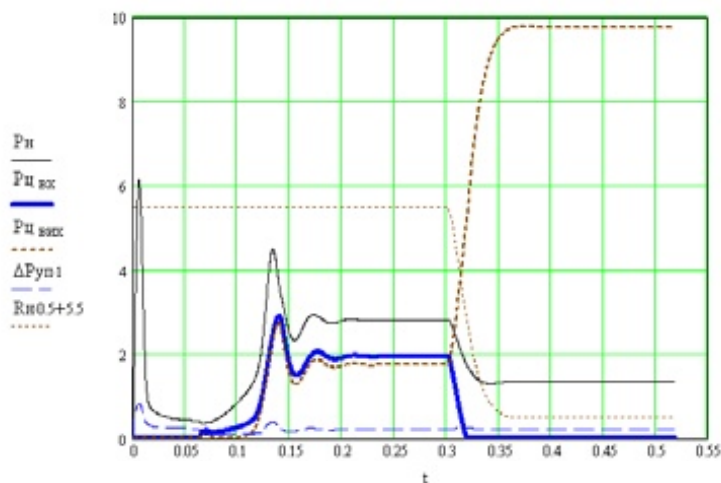


Рисунок 3 — Перехідний процес при квазіоптимальних аченнях варійованих параметрів при (а) зустрічному навантаженні і (б) попутному навантаженні

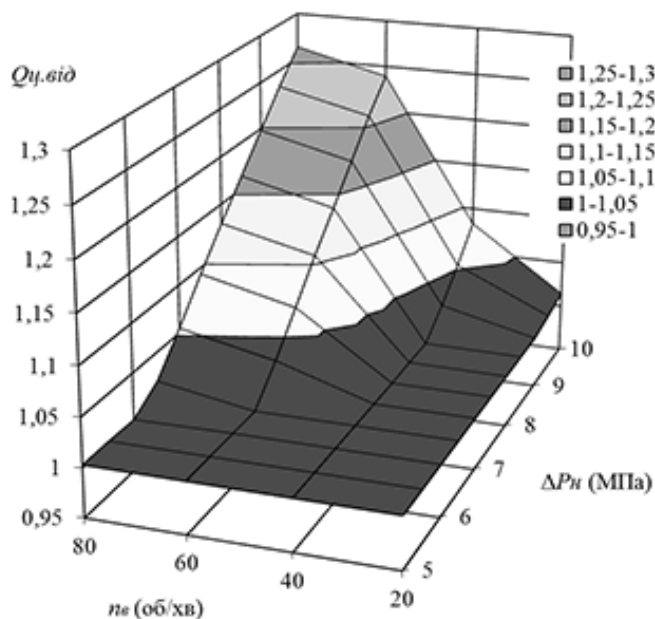


Рисунок 4 — Залежність відносних витрат $Q_{ц.від}$ від попутного навантаження ΔP_n при різній частоті обертання вхідного вала n_v для системи рульового керування сільськогосподарської машини при квазіоптимальних значеннях параметрів насоса-дозатора

Таблиця 3 – Критерії оптимізації системи рульового керування в перших 16-ти пробних точках

№ точки	Параметри якості								
	№ № дослідів	$T_{n.n.z}, c$	$T_{n.n.n}, c$	$Q_{ч.від}$	$p_{н.с}, МПа$	$\Delta p_{ем}, МПа$	$Q_{ор.ун}^2 / \Delta M^3 / XB$	$\tau_{зун}, c$	$\tau_{нас}, c$
1.	1, 2	0,4144	0,0692	1,262	0,363	1,167	0,623	0,011	0
2.	3, 4	0,1648	0,0404	1,0	0,492	1,221	0,664	0	0
3.	5	Авток							
4.	7, 8	2,4	0,0736	1,367	0,181	0,541	0,823	0,12	0
5.	9, 10	0,0731	0,044	1,0	0,422	6,468	0,575	0	0
6.	11	Авток							
7.	12, 13	0,4095	0,0647	2,134	0,488	1,292	0,814	0,09	0
8.	14	Авток							
9.	15	Авток							
10.	16	Авток							0
11.	17	Авток							
12.	18, 19	0,0571	0,0762	1,0	0,412	8,464	0,806	0	0
13.	20	Авток							
14.	21	Авток							
15.	22, 23	0,0573	0,0409	1,0	0,711	6,493	0,998	0	0
16.	24	5,7	0,0796	1,467	0,151	0,983	0,314	0	0,032

довжину дросельної кромки зливного золотника на наступних рівнях: $n = 2, L_{др} = 0 \text{ мм}$. Це відповідає переходу від десяти варійованих параметрів до восьми. Крім того, для даного типорозміру дещо звужені діапазони зміни параметрів $r_{ун2}$ та r_z . Скореговані межі зміни кожного з варійованих параметрів наведено нижче.

$x_{non.min}$	= 10 мм;	$x_{non.max}$	= 25 мм;
$H_{др.min}$	= 0,3 мм;	$H_{др.max}$	= 0,6 мм;
γ_{min}	= 45°;	γ_{max}	= 90°;
$r_{ун2.min}$	= 0,4 мм	$r_{ун2.max}$	= 0,6 мм;
$r_{z.min}$	= 0,4 мм	$r_{z.max}$	= 0,6 мм;
$k_{др.ун.min}$	= 1	$k_{др.ун.max}$	= 2;
$L_{3.min}$	= 0,03 мм	$L_{3.max}$	= 0,6 мм;
$L_{4.min}$	= 0,03 мм	$L_{4.max}$	= 0,8 мм.

У таблиці 2 наведено значення скорегованої матриці варійованих параметрів для перших 16-ти пробних точок наступного кроку досліджень. За результатами числового моделювання системи визначено критерії оптимізації системи у цих пробних точках, які наведено у таблиці 3.

У скорегованому діапазоні варійованих параметрів серед 16-ти пробних точок також є співвідношення параметрів, при яких виникають автоколивання — це точки 3, 6, 8, 9, 11, 13 та 14. Але в решті точок система

працездатна, причому значення критеріїв оптимізації у цих точках знаходяться у межах допустимих значень. Лише величина параметра $p_{н.с}$ є завищеною.

Таким чином, задачу оптимізації сформульована коректно і вона має рішення. Тому наступний крок пов'язано з продовженням зондування багатфакторного простору для пошуку більш якісного сполучення параметрів. Було прийнято рішення проведення 64-х числових дослідів, для чого була згенерована матриця наступних значень варійованих параметрів.

Оскільки властивістю ЛП_т-последовності є те, що при збільшенні кількості точок в матриці при незмінному діапазоні варійованих параметрів відбувається доповнення точок до вже досліджених, то були розраховані значення параметрів в наступних точках. За результатами числового моделювання системи в цих точках факторного простору визначені критерії оптимізації і сформовано відповідну таблицю.

На другій стадії проводилась обробка результатів розрахунків. Для цього використовувалась функція програми *Word*, яка дозволяє сортувати стрічки таблиці за даними певного стовпчика цієї таблиці, розташовуючи їх в послідовності зростання або зменшення по одному з обраних критеріїв оптимізації. Результат обробки даних записується в новий файл даних. Для одночасної обробки усіх отриманих результатів розрахунків сформовано зведену таблицю, що містить результати по усіх 64-х дослідах.

Після сортування по критерію оптимізації $T_{н.н.з}$ рядки в цій таблиці розташовуються від найменшого значення тривалості перехідного процесу при зустрічному навантаженні ($T_{н.н.з} = 0,0571$ с, що відповідає пробній точці 12) до максимального. Але інші критерії оптимізації — відносні витрати $Q_{ч.вiд}$ гідроциліндра при попутному навантаженні, тиск в напірному каналі при нейтральному положенні золотника золотникової пари та інші для цього рядка приймають неприйнятні значення. Виконуючи сортування таблиці результатів за різними критеріями оптимізації, проводиться аналіз зміни цих критеріїв та вибір такої точки факторного простору, в якій досягається прийнятне значення всіх критеріїв оптимізації.

Проведений аналіз свідчить, що критерії оптимізації суперечливі, у зв'язку з чим не існує математично коректного рішення, що надає одночасно усім їм екстремальних значень. У таких випадках розглядають «ефективні рішення», в яких неможливо поліпшити значення будь-якого з критеріїв без погіршення значень одного чи кількох інших критеріїв [10, 11]. Таке рішення отримало назву Парето-оптимальне, або квазіоптимальне. Для задачі, що розглядається, за умови забезпечення високої швидкодії, допустимої коливальності, високої якості роботи при попутному навантаженні, допустимого тиску в напірному каналі при відсутності сигналу керування та економічності системи було обрано компромісну точку варійованих параметрів, якій відповідає 33-я точка факторного простору з наступними квазіоптимальними значеннями варійованих параметрів:

$$\begin{aligned} x_{non} &= 17,73438 \text{ мм}, & H_{фр} &= 0,38906 \text{ мм}, \\ \gamma &= 65 \text{ град}, & r_{yn2} &= 0,43438 \text{ мм}, \\ r_c &= 0,45938 \text{ мм}, & k_{ор.yn} &= 1,421875, \\ L_3 &= 0,37031 \text{ мм}, & L_4 &= 0,49531 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Цим значенням варійованих параметрів відповідають наступні значення критеріїв оптимізації системи рульового керування

$$\begin{aligned} T_{н.н.з} &= 0,2079 \text{ с}, & T_{н.н.н} &= 0,0706 \text{ с}, \\ Q_{ч.вiд} &= 1,263, & p_{н.с} &= 0,198 \text{ МПа}, \\ \Delta p_{ем} &= 1,385 \text{ МПа}, & Q_{ор.yn} &= 0,491 \text{ дм}^3/\text{хв}, \\ \tau_{yn} &= 0,0018 \text{ с}, & \tau_{нас} &= 0 \text{ с}. \end{aligned}$$

При отриманих квазіоптимальних значеннях варійованих параметрів насоса-дозатора виконано числовий розрахунок перехідного процесу в системі рульового керування на різних режимах навантаження, які показано на рисунку 3.

Крім того, при цих значеннях варійованих параметрів побудовано залежність відносних витрат $Q_{ч.вiд}$ від величини попутного навантаження $\Delta p_{н}$ при різних швидкостях обертання вхідного вала n_6 , яку показано на рисунку 4.

Збільшення швидкості вхідного вала та величини навантаження у вихідних каналах насоса-дозатора призводить до збільшення параметра відносних витрат $Q_{ч.вiд}$, але відхилення цього параметра від одиниці при максимальній швидкості обертання вхідного вала 80 об/хв починається лише при навантаженні 6 МПа, тоді як для насоса-дозатора типу МРГ-01, який є прототипом, вже при навантаженні 5 МПа та швидкості обертання вхідного вала 75 об/хв допускається збільшення цього показника до $Q_{ч.вiд} = 1,3$. Для системи рульового керування з модернізованим насосом-дозатором таке збільшення витрат можливе лише при навантаженні 10 МПа.

Висновки

З використанням методики багатокритеріальної параметричної оптимізації насоса-дозатора на основі методу ЛП_т-пошуку, згідно якого за умови забезпечення високої швидкодії, припустимої коливальності, суттєвого покращення роботи при попутному навантаженні, припустимого тиску в напірному каналі при відсутності сигналу керування та економічності системи обрані наступні квазіоптимальні значення параметрів насоса-дозатора: $x_{non} = 17,73$ мм — попередня деформація пружини, що розташована під торцем зливного золотника; $H_{фр} = 0,38$ мм, $\gamma = 65^\circ$ — глибина фрезерування та кут канавки на золотнику золотникової пари; $r_{yn2} = 0,43$ мм — радіус отвору дроселя підведення робочої рідини під торець зливного золотника; $r_c = 0,459$ мм, $r_3 = 0,653$ мм — радіуси отворів на гільзі та золотнику золотникової пари, що утворюють дросель управління тиском під торцем зливного золотника; $L_3 = 0,37$ мм, $L_4 = 0,49$ мм — перекриття дросельних кромок золотникової пари підведення та відведення рідини до гідроциліндра.

Дослідженнями встановлено, що у насоса-дозатора нової конструкції відхилення відносних витрат в гідроциліндрі від одиниці при максимальній швидкості обертання вхідного вала 80 об/хв починається лише при навантаженні 6 МПа, тоді як для насоса-дозатора типу МРГ-01, який є прототипом, вже при навантаженні 5 МПа та швидкості обертання вхідного вала 75 об/хв допускається збільшення цього показника до $Q_{ч.вiд} = 1,3$. Для системи рульового керування з модернізованим насосом-дозатором таке збільшення витрат можливе лише при навантаженні 10 МПа. Це дозволяє зробити висновок, що запропонована модернізація насоса-дозатора дала суттєве покращення роботи системи рульового керування машини при дії попутного навантаження, що забезпечує підвищення безпеки руху цих машин.

Насос-дозатор нової конструкції має втрати тиску робочої рідини на дросельних кромках золотникової пари $\Delta p_{ем} = 1,385$ МПа, тоді як для насоса-дозатора типу МРГ-01 допускається втрати тиску до $\Delta p_{ем} = 5$ МПа. Це зменшує втрати енергії робочої рідини на дросельних кромках та підвищує ККД системи рульового керування.

Література

1. Серета, Л.П. Насос-дозатор з додатковим зливним золотником з новою системою керування для гідрооб'ємних систем рульового керування / Л.П. Серета, Ю.М. Козак, О.О. Моторна // Промислова гідраліка і пневматика. — 2012. — № 2(36) — С. 27—30.

2. Пат. 86521 Україна, МПК В62D 5/00. Гідравлічний рульовий механізм транспортного засобу / М.І. Іванов, Л.П. Серета, 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.

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

4. Моторна, О.О. Вплив параметрів модернізованого насоса-дозатора на якість роботи системи гідрооб'ємного рульового керування самохідних сільськогосподарських машин / О.О. Моторна // Промислова гідраліка і пневматика. — 2015. — № 4(50). — С. 71-80.

5. Яровой, В.Г. Оптимизация параметров гидромеханического рулевого управления / В.Г. Яровой. // Вопросы исследования гидроприводов и тепловых процессов в сельскохозяйственном производстве. Сб. Ростовский-на Дону институт сельскохозяйственного машиностроения. — 1979. — С. 36—41.

6. Замираев, Д. С. Оптимизация электрогидравлического усилителя для следящего привода с дроссельным регулированием / Д.С. Замираев, Д.Н. Попов. // Научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электронный научно-технический журнал. [Электронный ресурс] 12.12.2013. — С. 105—124. — Режим доступа к журн.: <http://technomag.edu.ru/doc/0637872.html>

7. Васильев, Ф.П. Методы оптимизации / Ф.П. Васильев. — М.: Факториал Пресс, 2002. — 824 с.

8. Батищев, Д.И. Методы оптимального проектирования: учебное пособие для вузов. / Д.И. Батищев. — М.: Радио и связь, 1984. — 248 с.

9. Радченко, С. Г. Методология регрессионного анализа : монография. / С.Г. Радченко. — К., 2011. — 376 с.

10. Боровин, Г.К. Многокритериальная оптимизация гидросистем: учебное пособие. / Г. К. Боровин, Д. Н. Попов. — М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. — 94 с.

11. Соболев, И.М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями / И.М. Соболев, Р.Б. Статников. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Дрофа, 2006. — 175 с.

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

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

14. Іванов, М.І. Вплив попутного навантаження на роботу системи гідрооб'ємного рульового керування мобільних машин / М.І. Іванов, С.А. Шаргородський. // Збірник наукових праць Вінницького державного аграрного університету. — Вінниця, 2002. — Вип.11. — С. 204—210.

15. Іванов, М.І. Вибір критеріїв якості для проведення параметричної оптимізації модернізованого насоса-дозатора для гідрооб'ємних систем рульового керування / М.І. Іванов, Л.П. Серета, О.О. Моторна, О.М. Переяславський. / XV Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП «Промислова гідраліка і пневматика». — Мелітополь, 17—19 вересня 2014 р.: матеріали конференції. — Вінниця, 2014. — С. 98—99.

16. Моторна, О.О. Аналіз впливу параметрів дроселя керування зливним золотником на роботу насос-дозатора для гідрооб'ємних систем рульового керування / О.О. Моторна, М.І. Іванов, Ю. М. Козак. // XIII Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП. «Промислова гідраліка і пневматика». Чернігів, 19—20 вересня 2012 р.: матеріали конференції. — Вінниця, 2012. — С. 97.

References

1. Sereda, L.P. Nасos-dozator z dodatkovym zlyvnym zolotnykom z novoyu systemoyu keruvannia dlia gidroobiemnykh system rulovogo keruvannia / L.P. Sereda, Yu. M. Kozak, O. O. Motorna // Promyslova gidravlika i pnevmatyka. — 2012. — № 2(36) — S. 27-30.

2. Pat. 86521 Ukraine, МПК В62D 5/00. Gidravlichnyi rulovyi mekhanizm transportnogo zasobu / M.I. Ivanov, L.P. Sereda, O.O. Motorna, Yu.M. Kozak, O.M. Pereiaslavskiy; zaiavnyk i patentovlasnyk Vinnytskyi derzhavnyi agrarnyi universytet. — № u 2013 01264; zaiavl. 04.02.2013; opubl. 10.01.2014, Biul. № 1, 2014 r.

3. Motornaya, O. Usovershenstvovanie konstruktsii nasosa-dozatora systemy gidro-obemnogo rulevogo upravleniya samokhodnykh mashin / O. Motornaia, N. Ivanov, L. Sereda, A. Pereyaslavskii. // MOTROL: Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences.— Lublin. 2014. — Vol. 16, №5. — S. 103—114.

4. Motorna, O.O. Vplyv parametriv modernizovanogo nasosa-dozatora na yakist roboty systemy gidroobiemnogo rulovogo keruvannia samokhidnykh silskogospodarskykh mashyn / O.O. Motorna // Promyslova gidravlika i pnevmatyka. — 2015. — № 4(50). — S. 71—80.

5. Yarovoy, V.G. Optimizatsiya parametrov gidromekhanicheskogo rulevogo upravleniya / V.G. Yarovoy. // Voprosy issledovaniya gidroprivodov i teplovykh protsessov v selskokhoziaystvennom proizvodstve. Sb. Rostovskii-na Donu institut selskokhoziaystvennogo mashinostroeniya. — 1979. — S. 36—41.

6. Zamaraev, D. S. Optimizatsiia elektrogidravlicheskogo usilitelia dlia slediashchego privoda s drosselnym regulirovaniem / D.S. Zamaraev, D.N. Popov. // Nauchnoe izdanie MGTU im. N.E. Baumana. Elektronnyi nauchno-tekhnicheskii zhurnal. [Elektronnyi resurs] 12.12.2013. — S. 105-124. — Rezhim dostupa k zhurn. : <http://technomag.edu.ru/doc/0637872.html>

7. Vasilyev, F.P. Metody optimizatsii / F.P. Vasilev. — M.: Faktorial Press, 2002. — 824 s.

8. Batishchev, D.I. Metody optimalnogo proektirovaniia: uchebnoe posobie dlia vuzov. / D.I. Batishchev. — M.: Radio i sviaz, 1984. — 248 s.

9. Radchenko, S.G. Metodologiya regressionnogo analiza : monografiia. / S.G. Radchenko. — K: Korniiichuk, 2011. — 376 s.

10. Borovin, G.K. Mnogokriterialnaia optimizatsiia gidrosistem: uchebnoe posobie. / G. K. Borovin, D. N. Popov. — M.: MGTU im. N.E. Baumana, 2007. — 94 s.

11. Sobol, I.M. Vybory optimalnykh parametrov v zadachakh so mnogimi kriteriyami / I.M. Sobol, R.B. Statnikov. — 2-e izd., pererab. i dop. — M.: Drofa, 2006. — 175 s.

12. Motorna, O.O. Matematychna model systemy gidravlichnogo obiemnogo rulevogo keruvannia / O.O. Motorna // Promyslova gidravlika i pnevmatyka. — 2007. — № 4(18). — S. 95—102.

13. Motorna, O.O. Vybory pokaznykh yakosti dlia vsebichnoi otsinky funktsionuvannia gidroobiemnoi systemy rulovogo keruvannia samokhidnykh silskogospodarskykh mashyn / O.O. Motorna // Promyslova gidravlika i pnevmatyka. — 2015. — № 2(48). — S. 71—75.

14. Ivanov, M.I. Vplyv poputnogo navantazhennia na robotu systemy gidroobiemnogo rulovogo keruvannia mobilnykh mashyn / M.I. Ivanov, S.A. Shargorodskiy. // Zbirnyk naukovykh prats Vinnytskogo derzhavnogo agrarnogo universytetu. — Vinnytsia. — 2002. — Vyp. 11. — S. 204—210.

15. Ivanov, M.I. Vybory kryteriiv yakosti dlia provedennia parametrychnoi optymizatsii modernizovanogo nasosa-dozatora dlia gidroobiemnykh system rulovogo keruvannia / M.I. Ivanov, L.P. Sereda, O.O. Motorna, O.M. Pereiaslavskiy. / XV Mizhnarodna naukovotekhnichna konferentsiya AS PHP «Promyslova gidravlika i pnevmatyka». — Melitopol, 17–19 veresnia 2014 r.: materialy konferentsii. — Vinnytsia, 2014. — S. 98–99.

16. Motorna, O.O. Analiz vplyvu parametrov droselia keruvannia zlyvnyim zolotnykom na robotu nasos-dozatora dlia gidroobiemnykh system rulovogo keruvannia / O.O. Motorna, M.I. Ivanov, Yu.M. Kozak. // XIII Mizhnarodna naukovotekhnichna konferentsiia AS PHP. «Promyslova gidravlika i pnevmatyka». Chernihiv, 19-20 veresnia 2012: materialy konferentsii. — Vinnytsia, 2012. — S. 97.

УДК 631.3: 62-585.2: 62-514.5.001.26

Выбор параметров насоса-дозатора для системы гидрообъемного рулевого управления самоходных машин на основе многокритериальной оптимизации

**Н.И. Иванов,
О.А. Моторная,
А.Н. Переяславский,
Ю.Н. Козак**

Рассматривается задача выбора параметров насоса-дозатора для системы гидрообъемного рулевого управления самоходных машин, особенностью конструкции которого является использование дополнительного золотника для регулирования потока рабочей жидкости, которая отводится на слив. Для выбора параметров насоса-дозатора использовалась методика оптимального проектирования методом ЛП_τ-оптимизации, который реализует проектирование как эвристический итерационный процесс, что позволило решить многокритериальную многоэкстремальную задачу выбора оптимальных параметров насоса-дозатора. В качестве критериев оптимизации рассматриваются показатели качества системы рулевого управления самоходной машины в их реальной размерности, и выбраны варьируемые параметры, которые существенно влияют на качество работы насоса-дозатора. В качестве варьируемых параметров выбраны параметры, которые определяют конструктивные характеристики кромки сливного дросселя, дросселя управления давлением под торцом сливного золотника и другие параметры системы управления положением этого золотника.

Во время проведения оптимизации выполнено зондирование многомерного параллелепипеда пространства варьируемых параметров за счет выбора из него с помощью ЛП_τ-последовательности пробных точек, которые определяют вектор конструктивных параметров. Для каждой пробной точки проведено численный расчет математической модели, последовательно задавая режимы работы со встречным и попутным нагружением при максимальной скорости сигнала управления. По результатам расчетов формируется таблица результатов, анализ которой позволил выбрать компромиссную точку варьируемых параметров при условии обеспечения высокой скорости, допустимой колебательности, высокого качества работы при попутном нагружении, допустимого давления в напорном канале при отсутствии сигнала управления и экономичности, что обеспечивает квазиоптимальные характеристики системы.

Ключевые слова: насос-дозатор, система рулевого управления, оптимальное проектирование, ЛП_τ-оптимизация, критерии оптимизации, варьируемые параметры, квазиоптимальные характеристики.

Надійшла 20.01.2016 року

UDK 631.3: 62-585.2: 62-514.5.001.26

The choice of the steering unit parameters of the self-propelled machinery hydrostatic steering system based on multi-criterion optimisation

**M.I. Ivanov,
O.O. Motorna,
O.M. Pereyaslavskiy,
Yu.M. Kozak**

The task of steering unit parameters choice for the hydrostatic steering system, which construction feature is additional slide valve for working fluid drain flow regulation, is considered. For the steering unit parameters choice technique of optimal design with LP_{τ} -optimization method, which executes design as heuristic iterative process, was used, that allowed to solve multi-criteria and multi-extreme task of optimal steering unit parameters choice. The quality parameters of the self-propelled steering system with their real dimensions, and choisen

variable parameters, that significantly influence on the steering unit operation quality, are considering as optimization criterias. The parameters that determinate constructive characteristics of the slide throttle edge, pressure control throttle under the slide valve and other parameters of that valve control system, was chosen as variable parameters.

During optimization sensing of the multidimensional parallelepiped space of variable parameters was done by selecting in it, by means of LP_{τ} -progression, trial points, that determinate constructive parameters vector. For every trial point the numerical calculation of the mathematical model was done, gradually changing operation mode with oncomming and passing loads at maximum speed of the control signal. The calculations shaped the results table, which analysis allowed to choise the compromise point of variable parameters upon providing high performance, permissible oscillation, high operational quality with on comming load, permissible pressure in pressure channel without control signal and economy, that provides quasi-optimal system characteristics.

Keywords: steering unit, the steering system, optimal design, LP_{τ} -optimization, optimization criterias, variable parameters, quasi-optimal characteristics.