

*О. С. ТРЕМБАЧ, А. П. КОЖУШКО*

## РОЗВИТОК МОДЕЛІ ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТІВ ВТРАТ ОБ'ЄМНОГО АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ

Дана стаття має за мету надати рекомендації щодо уточнення значень коефіцієнтів об'ємних втрат в гідрооб'ємній передачі за рахунок використання математичної моделі визначення об'ємного ККД та методу оптимізації для знаходження оптимального значення цільової функції. При вирішенні поставленої мети використовувалась методика, яка складається з пошуку оптимального значення коефіцієнтів об'ємних втрат при використанні методу оптимізації з лінійною цільовою функцією та зіставленні теоретичного результату з експериментальними даними. Практична значимість роботи полягає у технічно-обґрунтованому виборі значень коефіцієнтів об'ємних витрат регульованого гідронасосу та нерегульованого гідромотору, що підвищує точність обчислення ефективності гідрооб'ємної передачі.

**Ключові слова:** гідрооб'ємна передача, гідронасос, гідромотор, ККД, оптимізація, коефіцієнти об'ємних втрат.

*O. TREMBACH, A. KOZHUSHKO*

## DEVELOPMENT A MODEL FOR THE DETERMINATION THE LOSS COEFFICIENTS OF VOLUME AXIAL PISTON HYDRAULIC DRIVES

In recent decades, agricultural vehicles equipped with a power transmission unit consisting of a hydraulic drive have become widely used. Thus, in agricultural tractors, the hydraulic drive implements one of the energy flows in the hydraulic-mechanical transmission. Axial-piston hydraulic machines, which can be controlled or uncontrolled, are introduced in such means. During the operation of agricultural tractors with hydraulic-mechanical transmissions, a wide range of dynamic loads is applied to the hydraulic transmission, which causes the appearance of jump-like values of torque and angular velocity. This leads to a more accurate determination of energy losses in the hydro-displacement drive. Therefore, the material of this article is aimed at providing recommendations for specifying the values of the volumetric loss coefficients in the hydro-displacement transmission, using a mathematical model for determining the volumetric efficiency and an optimization method for finding the optimal value of the objective function. In solving the set objective, a technique was used that consists of finding the optimal value of volumetric loss coefficients using the optimization method with a linear objective function and comparing the theoretical result with experimental data. As a result, scientifically based recommendations for the selection of volume loss coefficients in a regulated hydraulic pump and an unregulated hydraulic motor, which have nonlinear dependencies, are provided. The practical significance of the work lies in the technically justified choice of the values of the coefficients of volumetric losses of the regulated hydraulic pump and the unregulated hydraulic motor, which increases the accuracy of the calculation of the efficiency of the hydrostatic transmission.

**Key words:** hydrostatic transmission, hydraulic pump, hydraulic motor, efficiency, optimization, volumetric loss coefficients.

**Вступ.** Протягом останніх десятиліть велику розповсюдженість отримали сільськогосподарські засоби оснащені силовою трансмісійною установкою, що складаються з гідрооб'ємного приводу. Так, для сільськогосподарських тракторів гідрооб'ємний привод реалізує один з енергетичних потоків в гідрооб'ємно-механічній трансмісії [1, 2]. На таких засобах впроваджуються аксіально-поршневі гідравлічні машини, які можуть бути керованими (гідронасоси та подекуди гідромотори (трактори: Fendt Vario, New Holland, і т. д.)) або некерованими (в більшій мірі гідромотори (трактори: ХТЗ з ГОМТ-1С, ZF, і т. д.)).

В ході експлуатації сільськогосподарських тракторів з гідрооб'ємно-механічними трансмісіями на гідрооб'ємну передачу впливає широкий спектр динамічних навантажень, що зумовлює виникнення стрибкоподібних величин крутного моменту та кутової швидкості. Особливо помітно таке явище на перехідних режимах роботи трактора: розгін та гальмування. Такий стан речей зумовлює виникнення нелінійних об'ємних та механічних втрат в гідроприводі, тому доцільним є уточнення характеристик гідромашин, що підвищить точність теоретичного визначення ефективності гідрооб'ємного приводу в складі гідрооб'ємно-механічної трансмісії.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Зазвичай для спрощення математичних розрахунків при визначенні ефективності гідрооб'ємної передачі використовують незмінні коефіцієнти втрат у гідравлічних машинах [3], що є не зовсім коректним при дослідженні динамічних процесів. У науковій літературі [4] автор спробував оцінити вплив стисливості робочої рідини на характеристики об'ємних і механічних втрат у насосі високого тиску змінної продуктивності. За даними [4] об'ємні втрати на стиснення масла повинні визначатися як функції тих самих параметрів, від яких оцінюються об'ємні втрати внаслідок витoku, що є результатом якості конструктивного рішення насоса, а також як функція коефіцієнта аерації масла. В роботі [5] запропоновано метод визначення коефіцієнту втрат енергії в гідромоторі шляхом обчислення суми втрат енергії, що виникає у гідравлічному роторному моторі при відсутності експериментальних даних або не використовуються дані, що містяться в каталожних схемах. За даними [6] запропоновано новий метод оцінки об'ємної ефективності поршневого насоса із зігнутою віссю, який ґрунтується на врахуванні рівняння динамічного ефективного об'ємного модуля кавітації. В роботі [7] використано чисельні методи розрахунку для аналізу закону еволюції кавітації об'ємних насосів, який показав, що кавітація може бути більш вираженою зі збільшенням швидкості насоса, а термодинамічний ефект може бути значним під час стиснення. В останні роки для прогнозування локальних гідравлічних втрат у насосі також широко використовується метод виробництва ентропії [8, 9]. В роботі [10, 11] проведено аналіз способів визначення та опису методів температурних режимів у різних вузлах гідростатичної трансмісії у складі безступінчатої коробки передач тракторів.

Автори в роботі [3] запропонували методику уточнення математичної моделі об'ємних втрат та об'ємного ККД щодо гідромашин аксіально-поршневого типу шляхом уточнення коефіцієнтів втрат. Матеріали даної статті є продовженням окресленого наукового пошуку з використанням уточненої математичної моделі визначення об'ємного ККД [12] та використанням методу оптимізації з лінійною цільовою функцією.

**Мета дослідження, постановка задачі.** Метою роботи є уточнення значень коефіцієнтів об'ємних втрат в гідрооб'ємній передачі за рахунок використання математичної моделі визначення об'ємного ККД та методу оптимізації для знаходження оптимального значення цільової функції. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- представити математичний опис визначення об'ємних втрат в гідрооб'ємній передачі;
- виконати оптимізаційний пошук значень об'ємних втрат.

**Математичний опис визначення об'ємних втрат в гідрооб'ємній передачі.** На основі експериментальних досліджень [13–15] апроксимовані криві залежності об'ємного ККД гідрооб'ємної передачі від обертів валу гідронасосу. На рис. 1 показано випробувальний стенд за допомогою якого визначаються гідромеханічні втрати.



Рис. 1 – Випробувальний стенд для гідрооб'ємної передачі [13 – 15]

При накладанні умови, що об'ємні втрати гідромашин однакові при однаковому робочому об'ємі, тоді виокремимо на рис. 2 залежність об'ємного ККД гідромашини ГСТ-112 (ТОВ «Гідросила ТД»).

В роботі [12] отримала подальшого розвитку математична модель, яка описує динамічні процеси в об'ємному гідравлічному приводі, що складається з регульованого гідронасосу та нерегульованого гідромотору. Представлена математична модель враховує рівняння ККД, що дозволило отримати більшу інформативність при проектуванні об'ємного гідравлічного приводу. Таким чином, виокремимо рівняння об'ємного ККД з [12]:

– для гідронасосу

$$\eta_{o1} = 1 - \frac{k_{y1} \cdot \Delta p \cdot \left(1 + c_{y1} \frac{\omega_H}{\omega_{H\_max}}\right)}{e_1 \cdot \mu \cdot \sqrt[3]{q_H} \cdot v_H \cdot \frac{\omega_H}{\omega_{H\_max}}}; \quad (1)$$

– для гідромотору

$$\eta_{o2} = \frac{1}{1 + \frac{k_{y2} \cdot \Delta p \cdot \left(1 + c_{y2} \frac{\omega_M}{\omega_{M\_max}}\right)}{\mu \cdot \sqrt[3]{q_M} \cdot v_M \cdot \frac{\omega_M}{\omega_{M\_max}}}}; \quad (2)$$

де  $k_{y1,2}$  та  $c_{y1,2}$  – коефіцієнти пропорційності та безрозмірні коефіцієнти, що враховують співвідношення зворотного і прямого потоків робочої рідини;  $\Delta p$  – перепад робочого тиску в гідрооб'ємній передачі;  $\omega_H, \omega_{H\_max}$  – поточна та максимальна кутова швидкість гідронасосу;  $\omega_M, \omega_{M\_max}$  – поточна та максимальна кутова швидкість гідромотору;  $\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості робочої рідини (приймаємо до [16]  $\mu = 0,0144$  Па·с);  $q_{H,M}$  – робочий об'єм гідромашин (приймаємо відповідно до [17]);  $v_H$  та  $v_M$  – характерна швидкість гідромашин, яка має визначається за наступним рівнянням

$$v_{H,M} = \sqrt[3]{q_{H,M} \cdot \omega_{H,M\_max}}. \quad (3)$$

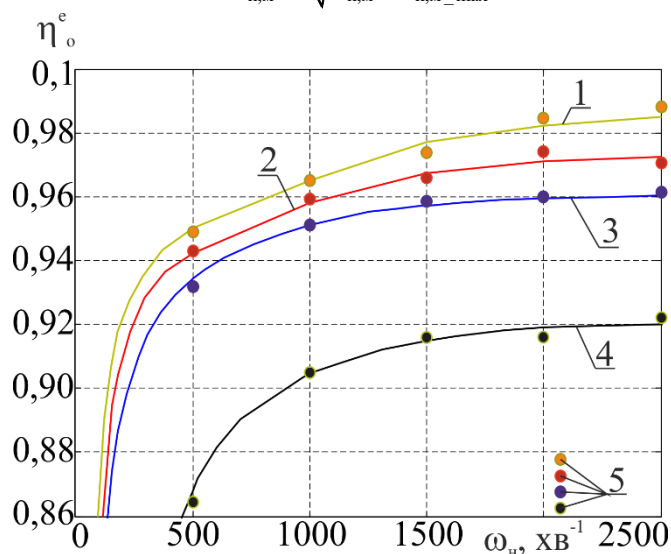


Рис. 2 – Апроксимовані залежності об'ємного ККД гідромашини ГСТ-112 від обертових валу гідронасосу, що отримані в ході експериментальних досліджень [13 – 15]:

1 – при  $\Delta p = 7$  МПа; 2 – при  $\Delta p = 14$  МПа; 3 – при  $\Delta p = 21$  МПа; 4 – при  $\Delta p = 35$  МПа; 5 – експериментальні точки, за якими відбувалась апроксимація

Для подальших розрахунків прийємо наступні спрощення:

1. Складову  $\omega_n/\omega_{n\_max}$  представимо як відношення  $\omega_n/\omega_{n\_max} = 2500/3720 \approx 0,672$ .

2. Складову  $\omega_m/\omega_{m\_max}$  представимо як відношення  $\tau \cdot \omega_{m\_ном}/\omega_{m\_max} \approx 0,672 \cdot \tau$  (де  $\tau$  – показник завантаженості кутової швидкості гідромотора ( $\tau \in [0; 1]$ )).

Такі спрощення обґрунтовуються тим, що поточні кутові швидкості на валу гідронасоса та гідромотора в складі гідрооб'ємної передачі прагнуть досягти номінального значення ( $\omega_n, \omega_m = 2500 \text{ хв}^{-1}$ ), а максимальне значення кутової швидкості валу гідронасоса та гідромотора дорівнює відповідно до [17] ( $\omega_{n\_max}, \omega_{m\_max} = 3720 \text{ хв}^{-1}$ ).

На основі рівнянь (1) – (3) та прийнятих допущень формується загальне об'ємне ККД гідрооб'ємної передачі

$$\eta_o = \eta_{o1} \cdot \eta_{o2} = \frac{1 - \left( k_{y1} \cdot \Delta p \cdot (1 + 0,672 c_{y1}) / e_1 \cdot \mu \cdot \sqrt[3]{q_n^4} \cdot \omega_{n\_ном} \right)}{1 + \left( k_{y2} \cdot \Delta p \cdot (1 + 0,672 \cdot \tau \cdot c_{y2}) / \mu \cdot \sqrt[3]{q_m^4} \cdot \tau \cdot \omega_{m\_ном} \right)}. \quad (4)$$

**Оптимізаційний пошук значень об'ємних втрат.** В роботі [3] запропоновано конструкцію квадратичного мінімізованого функціонала визначення коефіцієнтів  $k_{y1,2}$  та  $c_{y1,2}$ . Модернізуємо його шляхом спрощення, а саме використанням замість трьох варіюваних груп змінних (параметру регулювання гідромашини  $e$ , перепаду тиску  $\Delta p$  та кутової швидкості валу гідронасосу  $\omega_n$ ) дві групи. Аналізуючи формули (1) та (4), складемо наступні функціонали для гідронасосу та гідромотору

$$\begin{aligned} \Phi_1(k_{y1}[i, j], c_{y1}[i, j]) &= \sum_{i=1}^i \left( \sum_{j=1}^j (1 - \eta_{o1}/\eta_{o1}^e)^2 \right) = \\ &= \sum_{i=1}^i \left( \sum_{j=1}^j \left( 1 - \left( 1 - \frac{k_{y1}[i, j] \cdot \Delta p[i] \cdot (1 + 0,672 c_{y1}[i, j])}{e_1[j] \cdot \mu \cdot \sqrt[3]{q_n^4} \cdot \omega_{n\_ном}} \right) / \eta_{o1}^e \right)^2 \right) \rightarrow \min; \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \Phi_2(k_{y2}[i, j], c_{y2}[i, j]) &= \sum_{i=1}^i \left( \sum_{j=1}^j (1 - \eta_{o2}/\eta_{o2}^e)^2 \right) = \\ &= \sum_{i=1}^i \left( \sum_{j=1}^j \left( 1 - \left( 1 / 1 + \frac{k_{y2}[i, \tau] \cdot \Delta p[i] \cdot (1 + 0,672 \cdot c_{y2}[i, \tau])}{\mu \cdot \sqrt[3]{q_m^4} \cdot v_m \cdot \tau \cdot \omega_{m\_ном}} \right) / \eta_{o2}^e \right)^2 \right) \rightarrow \min, \end{aligned} \quad (6)$$

де  $i$  – індекс, який характеризує варіювання перепаду тиску  $\Delta p$ ;  $j$  – індекс, який характеризує варіювання параметру регулювання гідромашини  $e$ .

На рис. 3–7 показано зміну величини квадратичного функціоналу для гідронасосу залежно від величин коефіцієнтів  $k_{y1}$  та  $c_{y1}$ . Як видно з результатів на рис. 3–7, мінімальне значення квадратичного функціоналу  $\Phi_1(k_{y1}[i, j], c_{y1}[i, j]) \rightarrow 0$  має високу залежність від показників  $\Delta p$  та  $e_1$  при значеннях коефіцієнта  $0 \leq c_{y1}[i, j] < 20$ . Зі збільшенням значення  $c_{y1}[i, j]$  можливо досягти рівноважного стану системи з допустимим відхиленням за величиною  $k_{y1}$  та середнім значенням  $e_1$ . Зважаючи на це, отримаємо звичайне алгебраїчне рівняння, обчислення якого представлено на рис. 8. Для визначення зміни величини  $k_{y1}$  використано метод з теорії оптимізації з лінійною цільовою функцією (тобто задача лінійного програмування), а саме застосувавши симплекс метод.

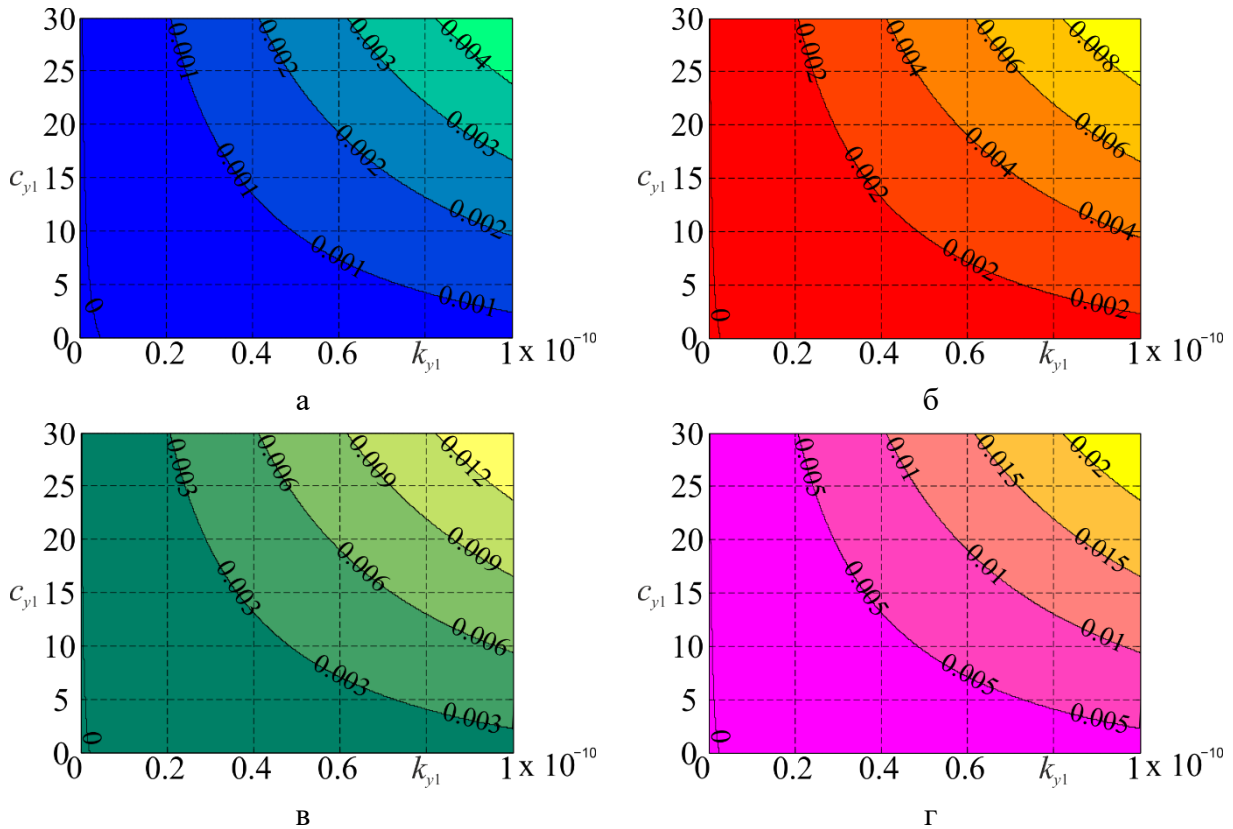


Рис. 3 – Залежність квадратичного функціоналу (5) від зміни коефіцієнту пропорційності  $k_{y1}$  та безрозмірного коефіцієнту  $c_{y1}$  при  $e_1 = 0,2$ :  
а –  $\Delta p=7$ МПа; б – 14 МПа; в – 21 МПа; г – 35 МПа

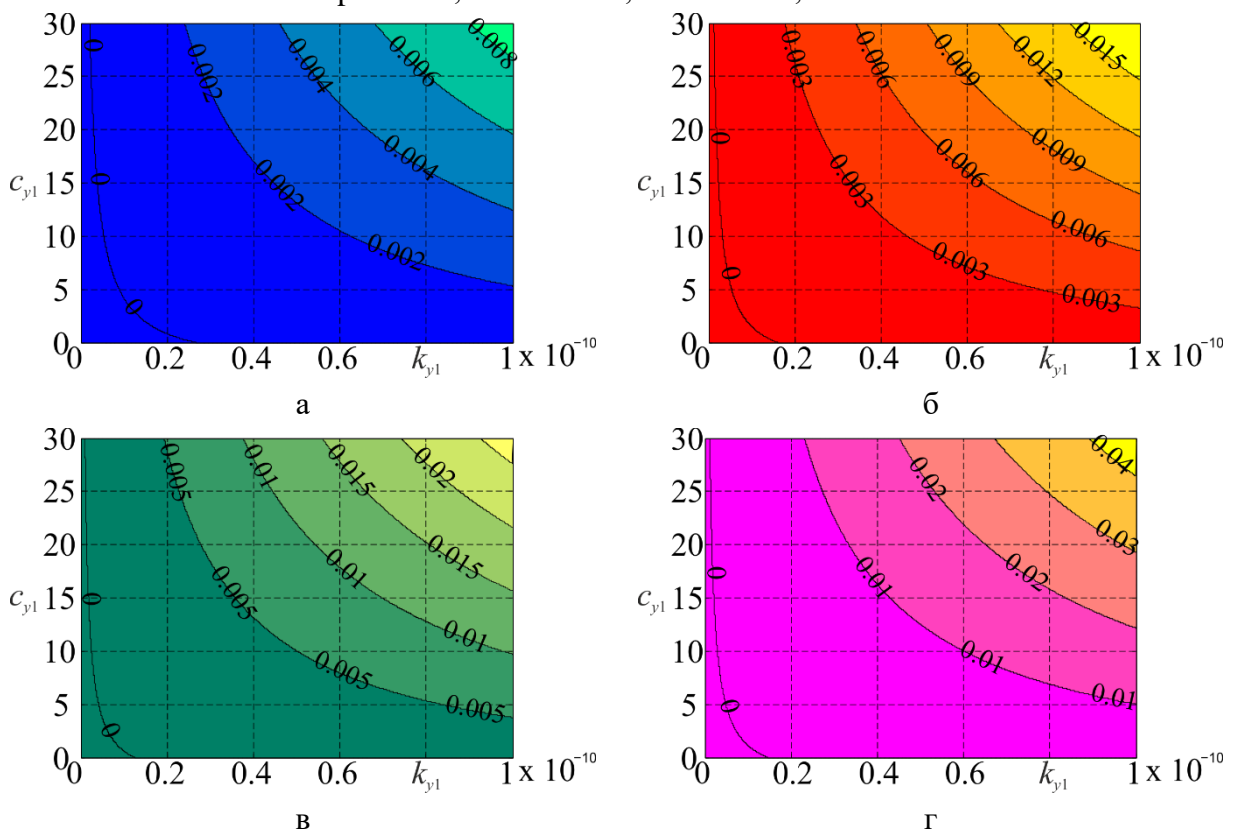


Рис. 4 – Залежність квадратичного функціоналу (5) від зміни коефіцієнту пропорційності  $k_{y1}$  та безрозмірного коефіцієнту  $c_{y1}$  при  $e_1 = 0,4$ :  
а –  $\Delta p=7$ МПа; б – 14 МПа; в – 21 МПа; г – 35 МПа

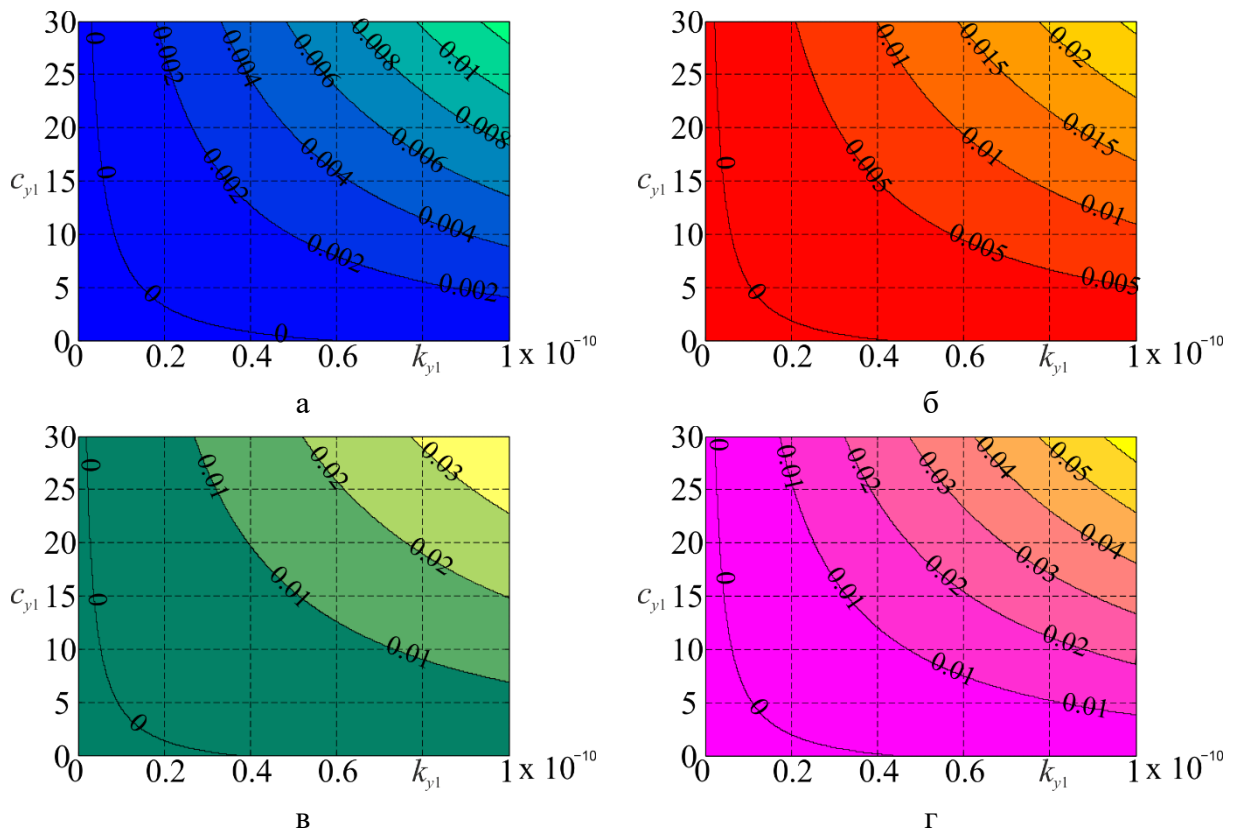


Рис. 5 – Залежність квадратичного функціоналу (5) від зміни коефіцієнту пропорційності  $k_{y1}$  та безрозмірного коефіцієнту  $c_{y1}$  при  $e_1 = 0,6$ :  
 а –  $\Delta p=7$ МПа; б – 14 МПа; в – 21 МПа; г – 35 МПа

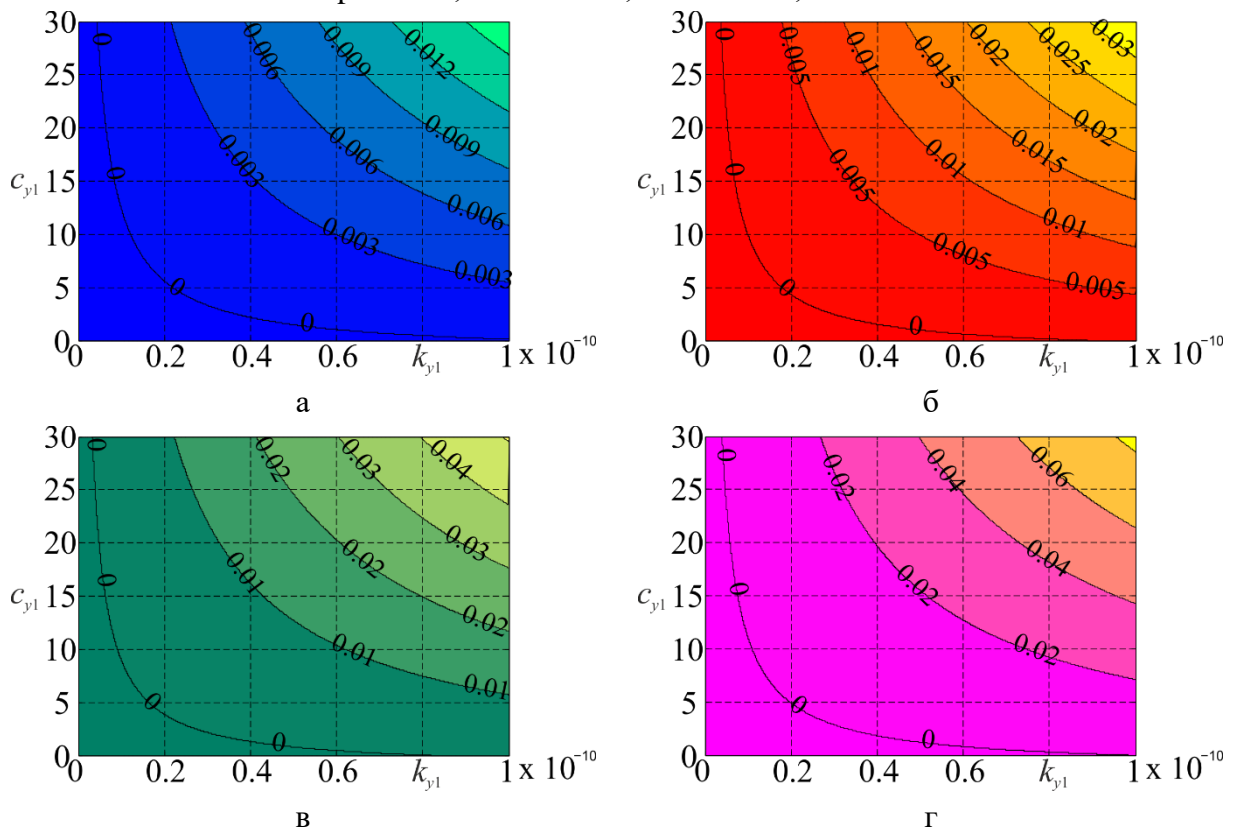


Рис. 6 – Залежність квадратичного функціоналу (5) від зміни коефіцієнту пропорційності  $k_{y1}$  та безрозмірного коефіцієнту  $c_{y1}$  при  $e_1 = 0,8$ :  
 а –  $\Delta p=7$ МПа; б – 14 МПа; в – 21 МПа; г – 35 МПа



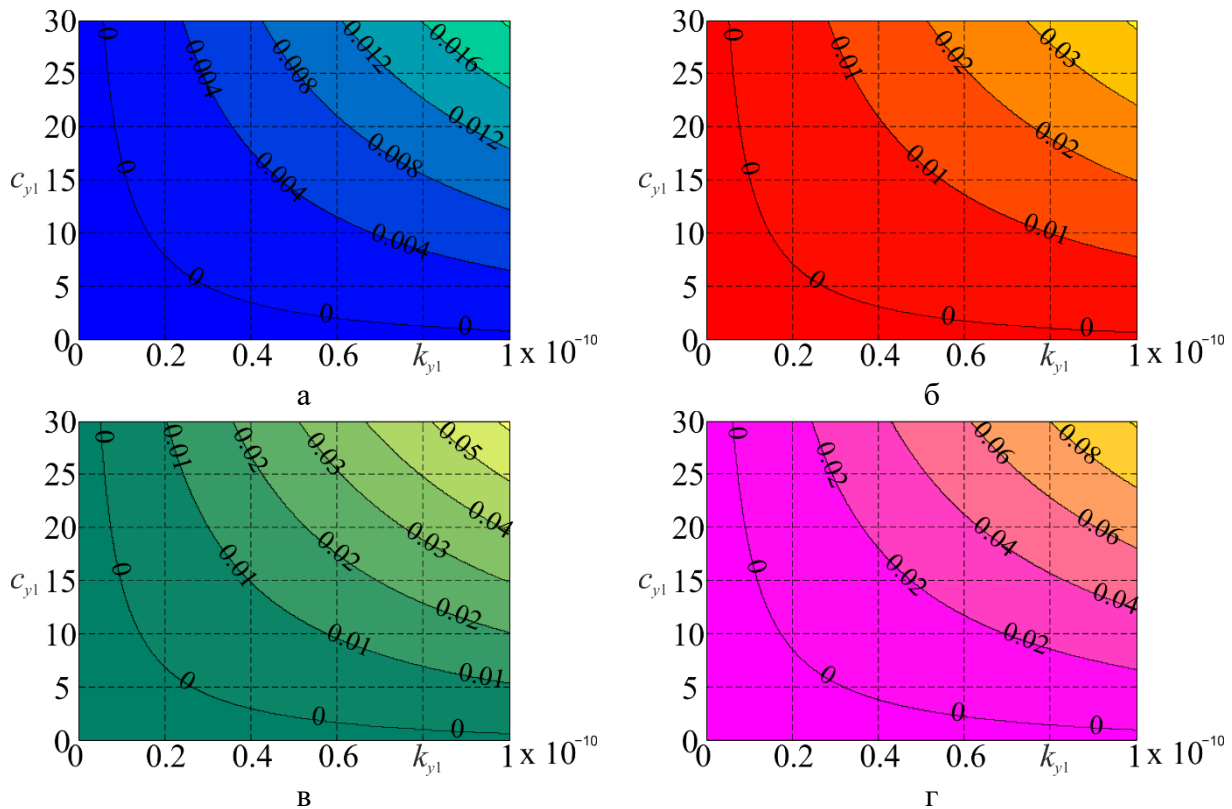


Рис. 7 – Залежність квадратичного функціоналу (5) від зміни коефіцієнту пропорційності  $k_{y1}$  та безрозмірного коефіцієнту  $c_{y1}$  при  $e_1 = 1$ :  
 а –  $\Delta p=7$  МПа; б – 14 МПа; в – 21 МПа; г – 35 МПа

Вирішення задачі лінійного програмування для коефіцієнту пропорційності  $k_{y1}$  для гідронасоса (функціонал (5)) зводиться до встановлення наступних обмежень:

$$\begin{cases} 0 \leq \left(1 - (9,59 \cdot 10^{12} \cdot k_{y1}[i, j] \cdot (0,672 \cdot c_{y1}[i] + 1) + 1)\right)^2 < 1 \cdot 10^{-6}; \\ 0 \leq \left(1 - (1,93 \cdot 10^{13} \cdot k_{y1}[i, j] \cdot (0,672 \cdot c_{y1}[i] + 1) + 1)\right)^2 < 1 \cdot 10^{-6}; \\ 0 \leq \left(1 - (2,93 \cdot 10^{13} \cdot k_{y1}[i, j] \cdot (0,672 \cdot c_{y1}[i] + 1) + 1)\right)^2 < 1 \cdot 10^{-6}; \\ 0 \leq \left(1 - (5,17 \cdot 10^{13} \cdot k_{y1}[i, j] \cdot (0,672 \cdot c_{y1}[i] + 1) + 1)\right)^2 < 1 \cdot 10^{-6}. \end{cases} \quad (7)$$

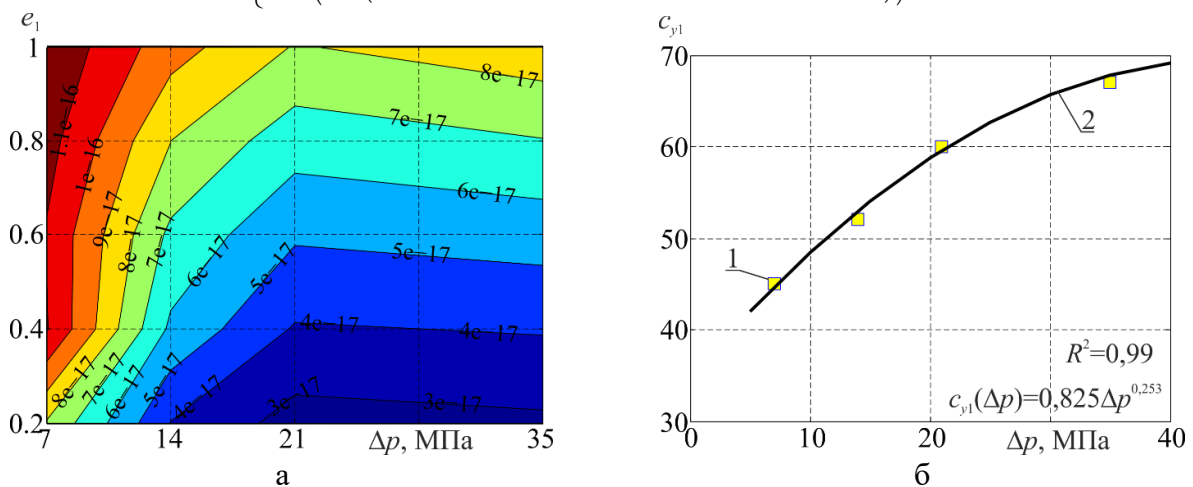


Рис. 8 – Залежність коефіцієнтів об’ємних втрат гідронасоса:  
 а –  $k_{y1} (\Delta p, e_1)$ ; б –  $c_{y1} (\Delta p)$ ; 1 – значення симплекс методу; 2 – крива апроксимації

На рис. 9 – 13 представлено зміну величини квадратичного функціоналу для гідронасосу залежно від величин коефіцієнтів  $k_{y2}$  та  $c_{y2}$ . Як видно з результатів на рис. 9 – 13, зберігається тенденція що зі збільшенням значення  $c_{y2}[i, \tau]$  досягається рівноважний стан системи. Тому виконаємо аналогічні математичні процедури, які використовувались для гідронасоса. Для знаходження величин коефіцієнтів втрат для гідромотора (функціонал, якого має вид (6)) зводиться до встановлення наступних обмежень:

$$\left\{ \begin{array}{l} 0 \leq \left( 1 - \frac{1,034}{(1,214 \cdot 10^{13} \cdot k_{y2}[i, j] \cdot (0,4 \cdot c_{y2}[i] + 1) + 1)} \right)^2 < 1 \cdot 10^{-6}; \\ 0 \leq \left( 1 - \frac{1,045}{(2,427 \cdot 10^{13} \cdot k_{y2}[i, j] \cdot (0,4 \cdot c_{y2}[i] + 1) + 1)} \right)^2 < 1 \cdot 10^{-6}; \\ 0 \leq \left( 1 - \frac{1,055}{(3,641 \cdot 10^{13} \cdot k_{y2}[i, j] \cdot (0,4 \cdot c_{y2}[i] + 1) + 1)} \right)^2 < 1 \cdot 10^{-6}; \\ 0 \leq \left( 1 - \frac{1,119}{(6,066 \cdot 10^{13} \cdot k_{y2}[i, j] \cdot (0,4 \cdot c_{y2}[i] + 1) + 1)} \right)^2 < 1 \cdot 10^{-6}. \end{array} \right. \quad (8)$$

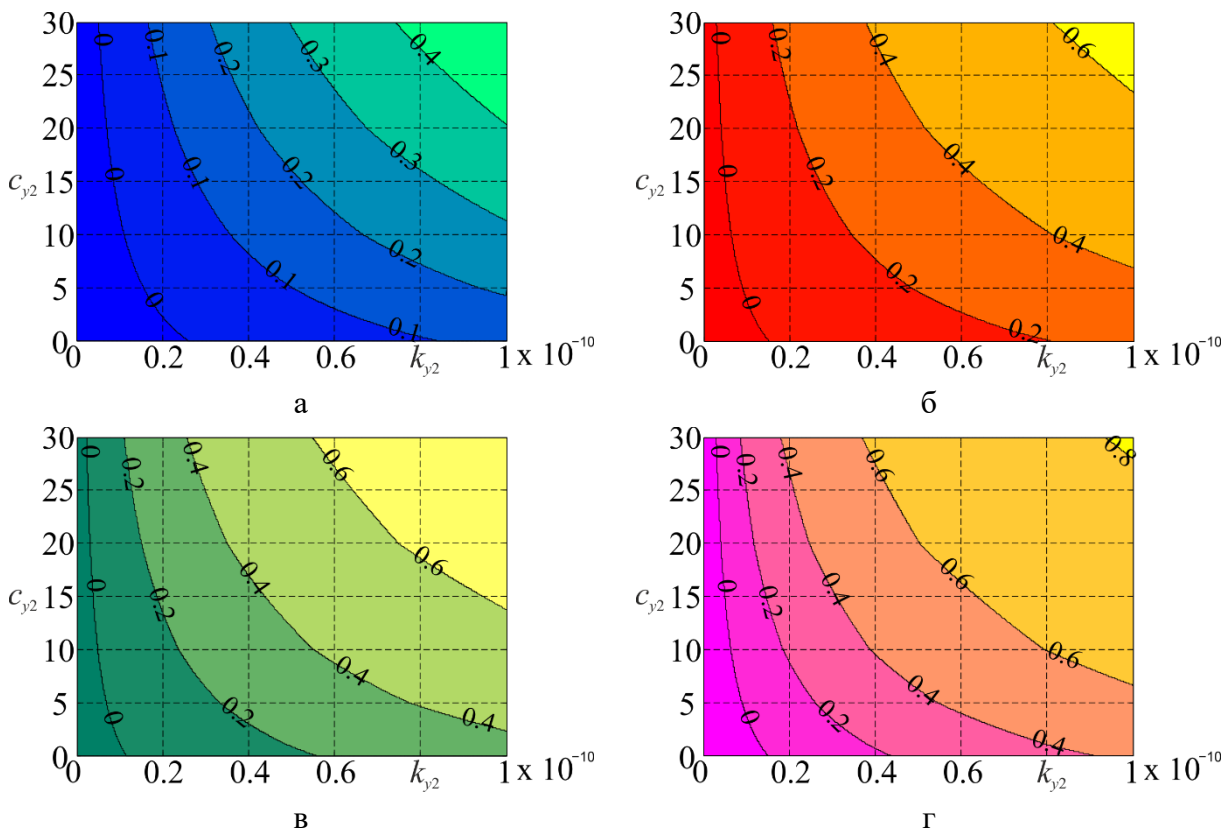


Рис. 9 – Залежність квадратичного функціоналу (6) від зміни коефіцієнту пропорційності  $k_{y2}$  та безрозмірного коефіцієнту  $c_{y2}$  при  $\tau = 0,2$ :  
а –  $\Delta p = 7$  МПа; б – 14 МПа; в – 21 МПа; г – 35 МПа



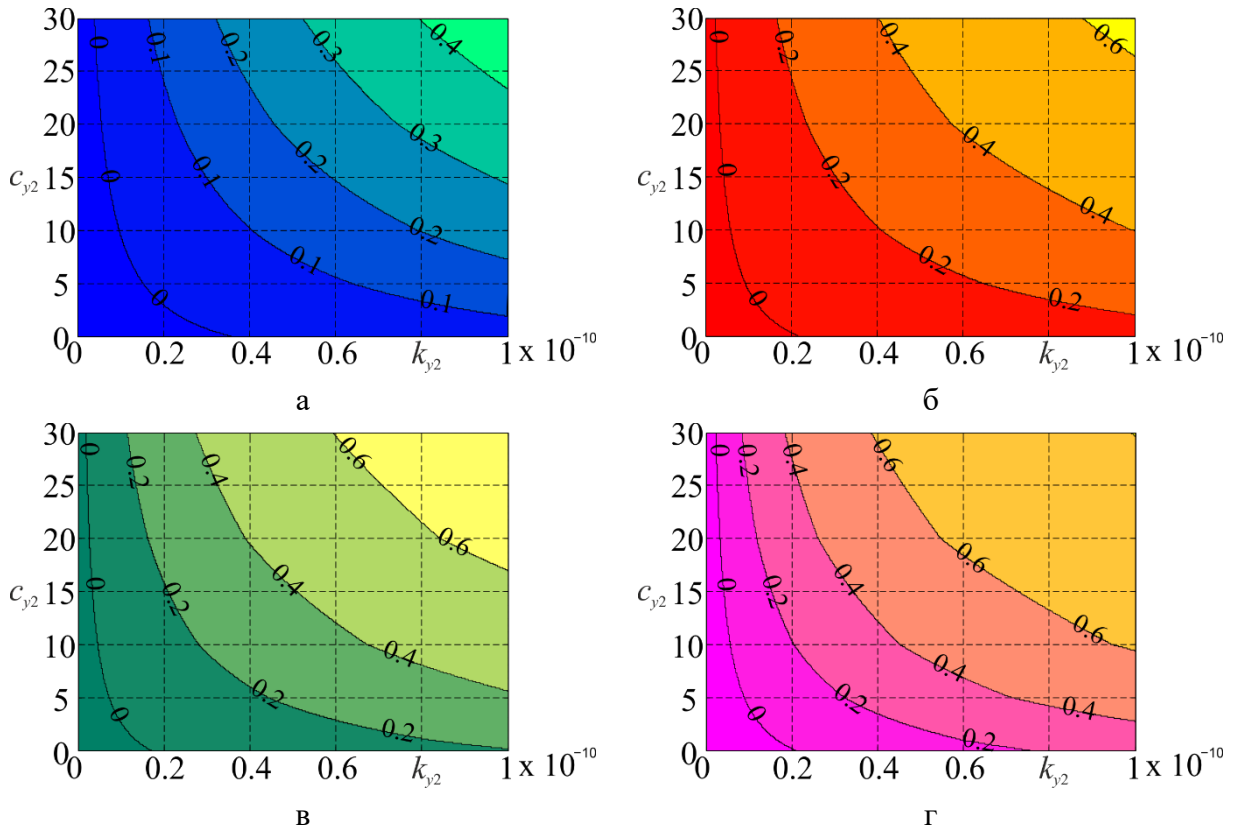


Рис. 10 – Залежність квадратичного функціоналу (6) від зміни коефіцієнту пропорційності  $k_{y2}$  та безрозмірного коефіцієнту  $c_{y2}$  при  $\tau = 0,4$ :  
а –  $\Delta p=7$ МПа; б – 14 МПа; в – 21 МПа; г – 35 МПа

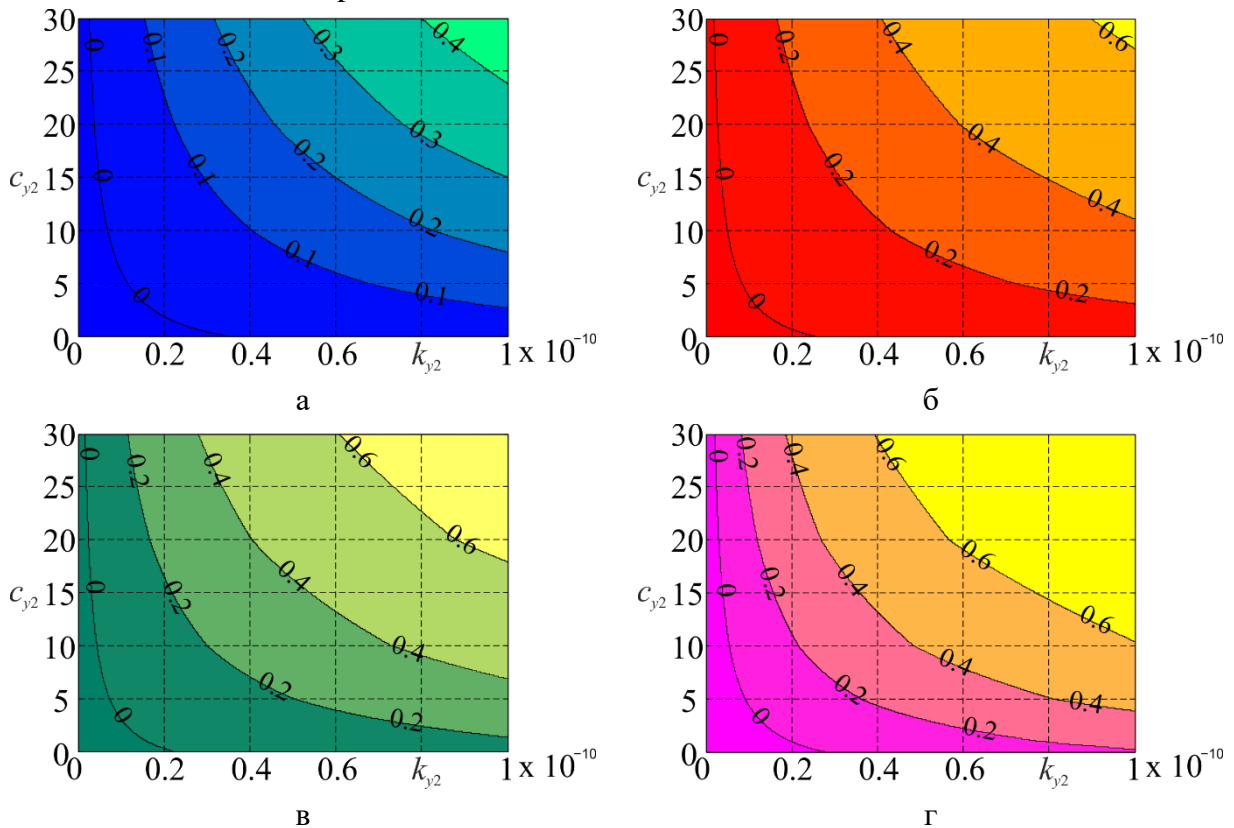


Рис. 11 – Залежність квадратичного функціоналу (6) від зміни коефіцієнту пропорційності  $k_{y2}$  та безрозмірного коефіцієнту  $c_{y2}$  при  $\tau = 0,6$ :  
а –  $\Delta p=7$ МПа; б – 14 МПа; в – 21 МПа; г – 35 МПа

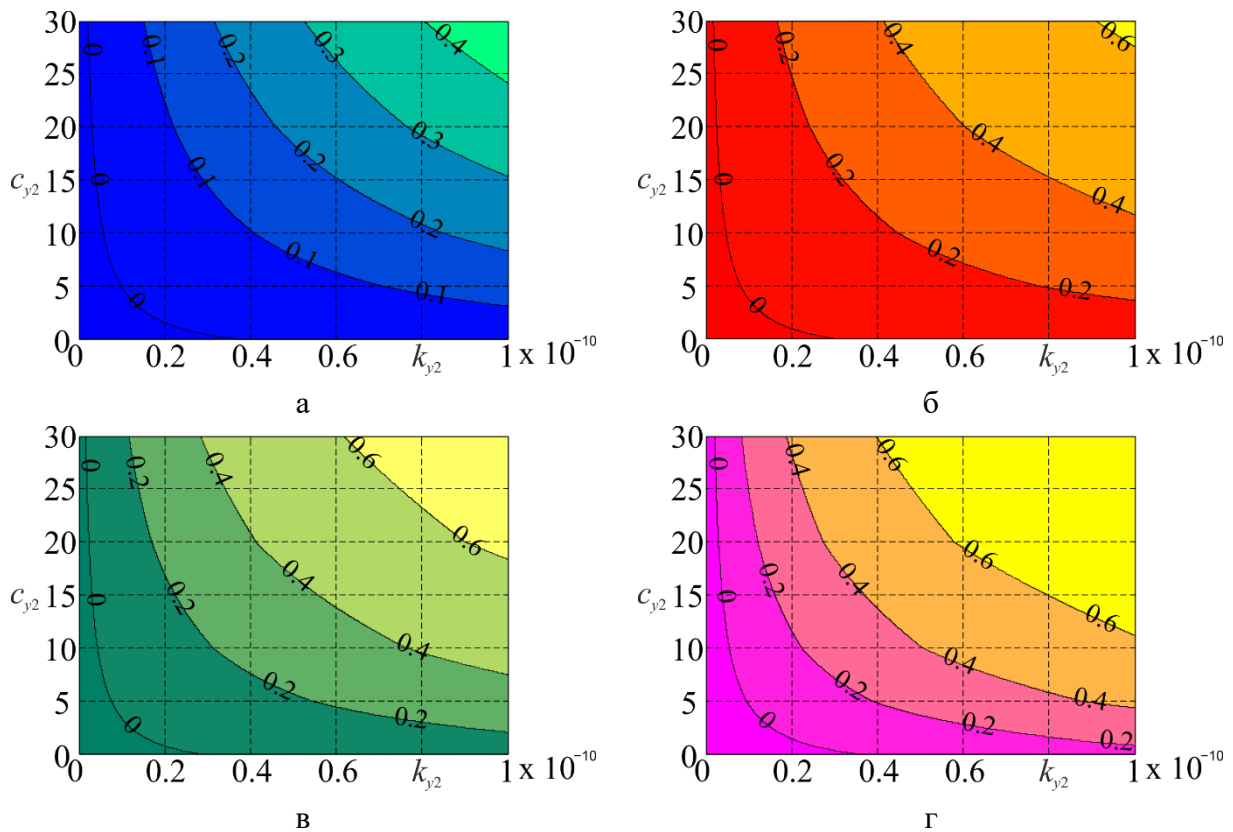


Рис. 12 – Залежність квадратичного функціоналу (6) від зміни коефіцієнту пропорційності  $k_{y2}$  та безрозмірного коефіцієнту  $c_{y2}$  при  $\tau = 0,8$ :  
а –  $\Delta p = 7$  МПа; б – 14 МПа; в – 21 МПа; г – 35 МПа

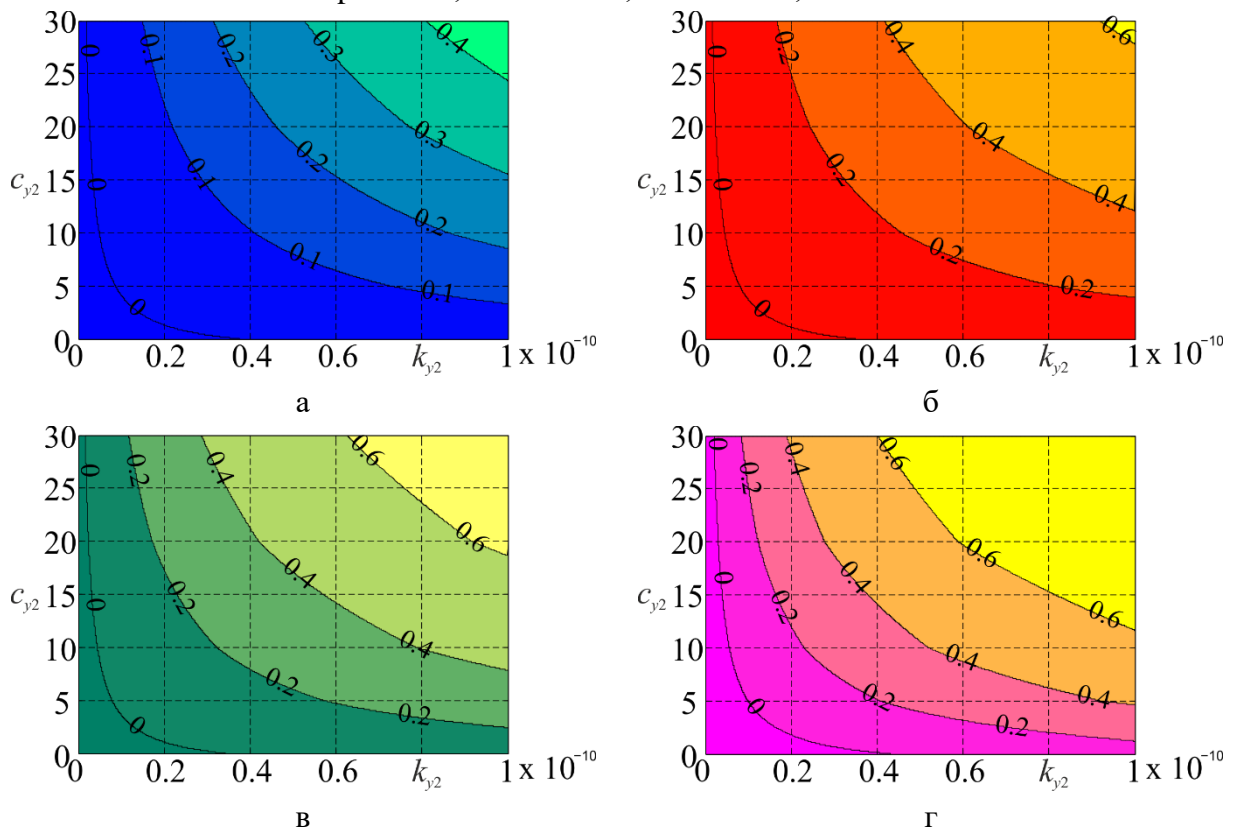


Рис. 13 – Залежність квадратичного функціоналу (6) від зміни коефіцієнту пропорційності  $k_{y2}$  та безрозмірного коефіцієнту  $c_{y2}$  при  $\tau = 1$ :  
а –  $\Delta p = 7$  МПа; б – 14 МПа; в – 21 МПа; г – 35 МПа

Виконавши математичні розрахунки отримаємо залежність коефіцієнта пропорційності  $k_{y2}$  та безрозмірного коефіцієнта  $c_{y2}$  від перепаду робочого тиску  $\Delta p$ .

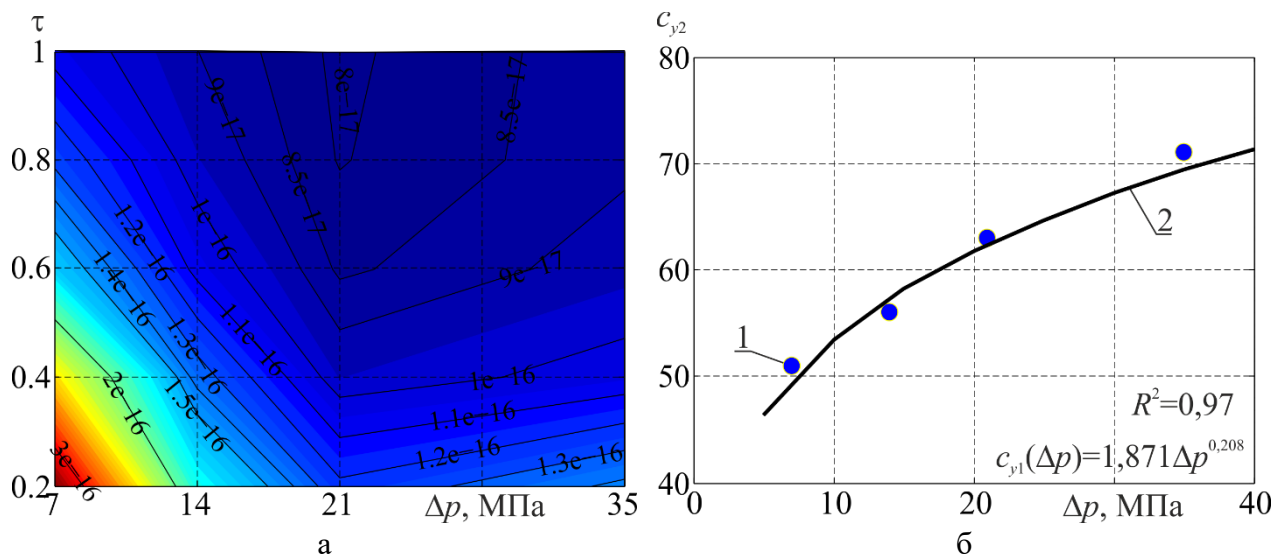


Рис. 14 – Залежність коефіцієнтів об'ємних втрат гідромотора:  
а –  $k_{y2}(\Delta p, \tau)$ ; б –  $c_{y2}(\Delta p)$ ; 1 – значення симплекс методу; 2 – крива апроксимації

Таким чином, на рис. 8 та 14 представлено уточненні значення коефіцієнтів об'ємних втрат гідронасоса та гідромотора, які мають нелінійні характеристики.

**Висновки.** Представлено математичний опис для визначення об'ємних втрат гідронасосу та гідромотору, а також окреслено оптимізаційний пошук значень об'ємних втрат. Визначено нелінійні залежності зміни коефіцієнтів регульованого гідронасосу  $k_{y1}(\Delta p, e_1)$  і  $c_{y1}(\Delta p)$ , а також нерегульованого гідромотору  $k_{y2}(\Delta p, \tau)$  та  $c_{y2}(\Delta p)$ . Уточнено значення коефіцієнтів об'ємних втрат гідромашин, які відрізняються від отриманих в роботі [2]. Робота містить практичні рекомендації з вибору значень коефіцієнтів об'ємних витрат регульованого гідронасосу та нерегульованого гідромотору, що підвищує точність обчислення ефективності гідрооб'ємної передачі.

#### Список літератури:

1. Кожушко А. П. Аналіз розвитку трансмісійних установок сучасних колісних тракторів / А.П. Кожушко, В.Д. Даниленко, С.Г. Селевич // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Сер. : Автомобіле- та тракторобудування : зб. наук. пр. – Харків : НТУ "ХПІ", 2022. – № 2. – С. 118-131.
2. Самородов В. Б. Методика уточнення математичної моделі об'ємного ККД аксіально-поршневих гідронасосів / В.Б. Самородов, М.Б. Бурлига, А.А. Коваль, А.В. Рогов, Б.В. Самородов // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Сер. : Автомобіле- та тракторобудування : зб. наук. пр. – Харків : НТУ "ХПІ". – 2008. – №. 56. – С. 3-10.
3. Marani P., Chiarabelli D., Gessi S., Martelli M. Input Coupled and Output Coupled Power Split Transmission Performance Under Comprehensive Working Conditions. Proceedings of the ASME/BATH 2023 Symposium on Fluid Power and Motion Control, 2023. V001T01A024. <https://doi.org/10.1115/FPMC2023-111467>
4. Paszota Z. Mathematical Model Defining Volumetric Losses of Hydraulic Oil Compression in a Variable Capacity Displacement Pump. Polish Maritime Research, 2015. – Vol. 21. <https://doi.org/10.2478/pomr-2014-0045>.
5. Maczyszyn A. Method of sum of power losses as a way for determining the  $K_1$  coefficients of energy losses in hydraulic motor. Polish maritime research, 2016. – Vol. 23. – pp. 57-63. <https://doi.org/10.1515/pomr-2016-0021>.
6. Qing L., Gu L., Yang B., Lei Z. Prediction approach of compression loss in bent-axis piston pump with cavitation. Advances in Mechanical Engineering, 2022. Vol. 14. 168781322211358. <https://doi.org/10.1177/16878132221135892>.
7. Koukouvinis P., Murali-Girija M., Karathanassis I.K., et al. Cavitation in positive displacement pumps. Cavitation and bubble dynamics. London: Academic Press, 2021, pp. 303–329.
8. Lai F., Huang M., Wu X., Nie C., Li G. Local Entropy Generation Analysis for Cavitation Flow Within a Centrifugal Pump. ASME. J. Fluids Eng., 2022. – Vol. 144(10). 101206. <https://doi.org/10.1115/1.4054467>

9. Jia, X., Lv, H., Zhu, Z. Research on the influence of impeller tip clearance on the internal flow loss of axial circulating pump under unpowered driven condition. *J. Fluids Eng.*, 2023. – Vol. 145, 21202. <https://doi.org/10.1115/1.4055990>
10. Samorodov V., Shevtsov V. Temperature operation of hydrostatic transmission as part hydrostatic – mechanical transmissions of wheeled tractors of general purpose. *International Collection of scientific proceedings.* – 2016. – Vol. 6 (13). – pp. 58 – 66.
11. Шевцов В. М. Аналіз теплового стану складових гідравлічних систем в складі трансмісій самохідних машин / В. М. Шевцов, К. С. Резва // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Сер. : Автомобіле- та тракторобудування : зб. наук. пр. – Харків : НТУ "ХПІ", 2022. – № 1. – С. 53-60.
12. Лур'є З. Я. Динамічна нелінійна математична модель об'ємного гідропривода з машинним регулюванням / З. Я. Лур'є, В. Б. Самородов, Г. А. Аврунін, Є. М. Цента // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Сер. : Гідравлічні машини та гідроагрегати: зб. наук. пр. – Харків : НТУ "ХПІ", 2020. – № 1. – С. 53-62.
13. Самородов В.Б. Обоснование применения гидрообъемно-механических трансмиссий на колесных тракторах путем экспериментального определения основных эксплуатационных характеристик гидрообъемной передачи / В.Б. Самородов, О.И. Деркач, С.А. Шуба, В.М. Шевцов, Н.А. Митцель // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2015. – № 9 (1118). – С. 3 – 8.
14. Самородов В. Б. Результати експериментального дослідження гідрооб'ємної передачі / В. Б. Самородов, В. М. Шевцов // Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ" : зб. наук. пр. Сер. : Транспортне машинобудування. – Харків : НТУ "ХПІ", 2017. – № 5 (1227). – С. 41-46.
15. Kozhushko, A., Pelypenko, Y., Mittsel, M., Veretennikov, I., Kalnaguz, A., Trembach, O., Stanciu, A. (2024). Analysing the response of a dual-flow transmission (HMCVT) for wheeled tractors according to efficiency and productivity criteria. *International Journal of Mechatronics and Applied Mechanics*, 16, pp. 33–41, 2024. doi: <https://doi.org/10.17683/ijomam/issue16.4>
16. Кожушко А.П. Підвищення техніко-економічних показників колісних тракторів з безступінчастими трансмісіями раціональною зміною параметрів регулювання гідромашин в процесі розгону : автореф. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.22.02. Харків, 2016. – 24 с.
17. Axial Piston Pumps and Motors for Closed Circuit [Electronic resource]. HYDROSILA. URL: <https://www.hydrasila.com/files/catalog/ru-catalog-40.pdf> (accessed: 27.09.2024).

#### References (transliterated):

1. Kozhushko A.P., Danylenko V.D., Selevych S.H. Analiz rozvytku transmisiinykh ustanovok suchasnykh kolisnykh traktoriv [Analysis in development of transmissions for modern wheeled tractors]. *Visnyk NTU "KhPI". Ser. : Avtomobile- ta traktorobuduvannia [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Ser.: Automobile and tractor building]. Kharkiv, NTU "KhPI". 2022. no 2. pp. 118 – 131.*
2. Samorodov V.B., Burlyha M.B., Koval A.A., Rohov A.V., Samorodov B.V. Metodyka utochnennia matematychnoi modeli obiemnoho KKD aksialno-porshnevykh hidronasosiv [Methodology for refining the mathematical model of volumetric efficiency of axial-piston hydraulic pumps]. *Visnyk NTU "KhPI". Ser. : Avtomobile- ta traktorobuduvannia [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Ser.: Automobile and tractor building]. Kharkiv, NTU "KhPI". 2008. no. 56. pp. 3 – 10.*
3. Marani P., Chiarabelli D., Gessi S., Martelli M. Input Coupled and Output Coupled Power Split Transmission Performance Under Comprehensive Working Conditions. *Proceedings of the ASME/BATH 2023 Symposium on Fluid Power and Motion Control*, 2023. V001T01A024.
4. Paszota Z. Mathematical Model Defining Volumetric Losses of Hydraulic Oil Compression in a Variable Capacity Displacement Pump. *Polish Maritime Research*, 2015. – Vol. 21.
5. Maczyszyn A. Method of sum of power losses as a way for determining the  $K_1$  coefficients of energy losses in hydraulic motor. *Polish maritime research*, 2016. – Vol. 23. – pp. 57-63.
6. Qing L., Gu L., Yang B., Lei Z. Prediction approach of compression loss in bent-axis piston pump with cavitation. *Advances in Mechanical Engineering*, 2022. Vol. 14. 168781322211358.
7. Koukouvinis P., Murali-Girija M., Karathanassis I.K., et al. Cavitation in positive displacement pumps. *Cavitation and bubble dynamics*. London: Academic Press, 2021, pp. 303–329.
8. Lai F., Huang M., Wu X., Nie C., Li G. Local Entropy Generation Analysis for Cavitation Flow Within a Centrifugal Pump. *ASME. J. Fluids Eng.*, 2022. – Vol. 144(10). 101206.
9. Jia, X., Lv, H., Zhu, Z. Research on the influence of impeller tip clearance on the internal flow loss of axial circulating pump under unpowered driven condition. *J. Fluids Eng.*, 2023. – Vol. 145, 21202.
10. Samorodov V., Shevtsov V. Temperature operation of hydrostatic transmission as part hydrostatic – mechanical transmissions of wheeled tractors of general purpose. *International Collection of scientific proceedings*, 2016. Vol. 6 (13). pp. 58 – 66.
11. Shevtsov V. M., Riezva K. S. Analiz teplovoho stanu skladovykh hidravlichnykh system v skladi transmisiy samokhidnykh mashyn [Analysis of thermal state of component hydraulic systems in transmissions of self-propelled machines]. *Visnyk NTU "KhPI". Ser. : Avtomobile- ta traktorobuduvannia [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Ser.: Automobile and tractor building]. Kharkiv, NTU "KhPI". 2022. No. 1. – pp. 53-60.*

12. Lurie Z. Ya., Samorodov V. B., Avrunin H. A., Tsenta Ye. M. Dynamichna neliniina matematychna model obiemnoho hidropyvoda z mashynnym rehulivanniam [Dinamic non-linear mathematical model of hydraulic fluid power with machine regulation]. Visnyk NTU "KhPI". Ser. : Hidravlichni mashyny ta hidroahrehaty [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Ser.: Hydraulic machines and hydraulic units]. Kharkiv, NTU "KhPI". 2020. No. 1. pp. 53-62.
13. Samorodov V.B., Derkach O.I., Shuba S.O., Shevtsov V.M., Mitzel M.O. Obgruntuvannya zastosuvannya hidroobiemno-mekhanichnykh transmisii na kolisnykh traktorakh shliakhom eksperymentalnoho vyznachennia osnovnykh ekspluatatsiinykh kharakterystyk hidroobiemnoi peredachi [Justification of the use of hydrostatic-mechanical transmissions on wheeled tractors by experimentally determining the main operational characteristics of the hydrostatic transmission]. Visnyk NTU "KhPI". Ser. : Avtomobile- ta traktorobuduvannya [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Ser.: Automobile and tractor building]. Kharkiv, NTU "KhPI". 2015. No. 9 (1118). pp. 3 – 8.
14. Samorodov V.B., Shevtsov V.M. Rezultaty eksperymentalnoho doslidzhennia hidroobiemnoi peredachi [Results of an experimental study of hydrovolume transmission]. Visnyk NTU "KhPI". Ser. : Avtomobile- ta traktorobuduvannya [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Ser.: Automobile and tractor building]. Kharkiv, NTU "KhPI". 2017. No. 5 (1227). pp. 41-46.
15. Kozhushko, A., Pelypenko, Y., Mittsel, M., Veretennikov, I., Kalnaguz, A., Trembach, O., Stanciu, A. Analysing the response of a dual-flow transmission (HMCVT) for wheeled tractors according to efficiency and productivity criteria. International Journal of Mechatronics and Applied Mechanics, 2024. Vol. 16, pp. 33–41.
16. Kozhushko A.P. Pidvyschennia tekhniko-ekonomichnykh pokaznykiv kolisnykh traktoriv z bezstupinchastymy transmissiiami ratsionalnoiu zminoio parametriv rehulivannia hidromashyn v protsesi rozghonu : avtoref. na zdobuttia nauk. stupenia kand. tekhn. nauk : spets. 05.22.02. Kharkiv, 2016. – 24 s.
17. Axial Piston Pumps and Motors for Closed Circuit [Electronic resource]. HYDROSILA. URL: <https://www.hydrasila.com/files/catalog/ru-catalog-40.pdf> (accessed: 27.09.2024).

*Надійшла (received): 01.10.2024 р.*

Відомості про авторів / About the Authors

**Трембач Олексій Сергійович (Trembach Oleksiy)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри автомобіле- і тракторобудування; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0679-3016>; e-mail: [alexcey904@gmail.com](mailto:alexcey904@gmail.com).

**Кожушко Андрій Павлович (Kozhushko Andrii)** – доктор технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автомобіле- і тракторобудування; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4725-5911>; e-mail: [Andreykozhushko7@gmail.com](mailto:Andreykozhushko7@gmail.com).