

УДК 621.83.062.1

**В.Б. САМОРОДОВ, В.М. ШЕВЦОВ**

## РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРООБ'ЄМНОЇ ПЕРЕДАЧІ

Представлені результати експериментального дослідження гідروоб'ємної передачі (ГОП), яка входить до складу гідрооб'ємно – механічної трансмісії трактору, та порівняльний аналіз з результатами теоретичних досліджень, проведених за допомогою складеної математичної моделі. Обґрунтовано методику проведення експериментальних досліджень та приведені висновки по причинах отриманого характеру зміни досліджуваних параметрів. Представлений опис стенду для експериментальних досліджень та опис математичної моделі для теоретичних досліджень.

**Ключові слова:** повнопотокова гідрооб'ємна передача, температура, експериментальне дослідження, аксіально-поршневі гідромашини, математична модель, повний факторний експеримент.

Представлены результаты экспериментального исследования гидрообъемной передачи (ГОП), которая входит в состав гидрообъемно - механической трансмиссии трактора, и сравнительный анализ с результатами теоретических исследований, проведенных с помощью составленной математической модели. Обоснована методика проведения экспериментальных исследований и приведены выводы по причинам полученного характера изменения исследуемых параметров. Представлено описание стенда для экспериментальных исследований и описание математической модели для теоретических исследований.

**Ключевые слова:** полнопоточная гидрообъемная передача, температура, экспериментальное исследование, аксиально-поршневые гидромашини, математическая модель, полный факторный эксперимент.

The results of experimental studies hydrostatic transmission (OSG), which is part of the hydrostatic - mechanical transmission of a tractor, and a comparative analysis with the results of theoretical studies compiled using a mathematical model. The technique of experimental researches and presents the findings of the reasons the nature of the resulting changes in the study parameters. The description of the stand for experimental studies and mathematical models for the description of theoretical research.

**Keywords:** full-flow hydrostatic transmission, temperature, experimental study, axial-piston hydraulic machine, mathematical model, full factorial experiment.

**Вступ.** Для досягнення ефективного використання сучасної техніки з ГОМТ, слід враховувати фактори, що впливають на їх основні техніко - економічні показники. Одним з найважливіших факторів є температури робочої рідини гідрооб'ємної передачі, що входить до складу безступінчатим трансмісії, системи рульового управління і навісного обладнання тракторів. При підвищенні температури можуть відбуватися механічні пошкодження рухомих частин гідромашин в наслідок зміни зазорі при тепловому розширенні матеріалу. Зміна температури істотно впливає на силові, кінематичні і енергетичні параметри ГОМТ (збільшення втрат на витоку, окислення робочої рідини і утворення відкладень, пошкодження елементів конструкції і т.д.). Крім того негативно впливає на роботу гідромашини зміна в'язкості робочої рідини, в наслідок чого збільшуються об'ємні втрати і знижується коефіцієнт корисної дії гідропередачі. Також зниження в'язкості зменшує товщину мастильної плівки. Тому відслідковування зміни температури робочої рідини є досить актуальним питанням.

**Аналіз публікацій.** Опису математичних моделей, що моделюють процеси в безступінчатих ГОМТ присвячені роботи Петрова В.А., Самородова В.Б., Александрова С.С., Лебедева А.Т. [1-4]. В них представлений аналіз, синтез і проектування гідрооб'ємно-механічних трансмісій, аналіз результатів моделювання роботи тракторів оснащених такими трансмісіями. У роботах по визначенню математичних моделей для гідрооб'ємних трансмісій особлива увага приділяється визначенню теплових балансів в системах гідроприводу [6-7]. Загальний

тепловий баланс і баланс

потужності всієї передачі розглядається в роботах [8-9].

**Постановка задачі.** Спираючись на важливість дослідження температурних режимів роботи гідрооб'ємних передач постає задача в створенні математичної моделі для опису процесів залежності зміни температури робочої рідини від режимів роботи ГОП та, як наслідок, зміни техніко – економічних показників трактору. Для підтвердження адекватності створеної моделі постає необхідність в проведенні експериментальних досліджень та порівняльному аналізу отриманих результатів з теоретичними значеннями визначених параметрів. Метою даної роботи є визначення теоретичних залежностей для описання поведінки температури робочої рідини в гідрооб'ємній передачі при різних початкових вхідних параметрах.

**Методи досліджень.** Теоретичні дослідження проводилися за допомогою математичної моделі, створеної за допомогою додатку Simulink програми MATLAB. Модель складається з блоку визначення кутової швидкості та крутного моменту на двигуні приводу гідрооб'ємної передачі, блоків розрахунку крутного моменту та кутової швидкості на валах гідронаосу та гідромотора, блоків визначення механічних та об'ємних втрат та блоків визначення температури робочої рідини [5,6]. Слід зазначити, що створена модель привідного двигуна описує роботу саме двигуна внутрішнього згорання, який має змінну характеристику крутного моменту та кутової швидкості в залежності від навантаження. При порівнянні отриманих теоретичних даних з експериментальними в якості початкових значень

використовувалися значення постійного лінійного характеру, що відповідають роботі електродвигуна, встановленого на стенді.

При складенні та розрахунку теоретичної математичної моделі використовувався метод послідовних наближень (кількість ітерацій визначалася в залежності від швидкості наближення до мінімального значення похибки).

Схема математичної моделі представлена на рисунку 1. Спочатку за допомогою блоку 1 визначаються навантаження на трансмісію, обладнану гідрооб'ємною передачею, для чого задається навантаження при транспортному режимі або при виконанні будь якої технологічної операції. Потім за допомогою блоку 2 з урахуванням кількості та послідовності зубчатих зчеплень визначається навантаження на вал привідного двигуна та перепад тиску на гідрооб'ємній передачі.

Блок 4 розраховує кутові швидкості насоса та гідромотору. При першій ітерації визначення перепадів тиску, кутових швидкостей та моментів відбувається без урахування об'ємних та механічних

втрат. Блок 5 і 6 використовуються для визначення об'ємних та механічних втрат на гідромашинах.

Рівняння для визначення втрат згідно моделі К. Городецького [5] мають вигляд:

$$\Delta Q_{1,2} = (-\Theta) \cdot K_y \cdot \frac{\Delta p}{\mu} \cdot (1 + C_y \cdot |\omega_{1,2}|) \quad (1)$$

де  $K_y, C_y$  – коефіцієнти об'ємних втрат, м<sup>3</sup>, сек;  
 $\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості, Па·с;  
 $\omega$  – кутова швидкість гідромашини, сек<sup>-1</sup>;  
 $\Delta p$  – перепад тиску, МПа.

$$\Delta M_{1,2} = (-\Theta) \cdot q_{1,2} \cdot \left[ K_1 \cdot |\omega_{1,2}| \cdot (1 + K_2 \cdot e_{1,2}^2) + \frac{K_5 \cdot (1 + K_4 \cdot |e_{1,2}|)}{1 + K_3 \cdot |\omega_{1,2}| \cdot D_q} \cdot \Delta p + \frac{K_8 \cdot (1 + K_7 \cdot |e_{1,2}|)}{1 + K_6 \cdot |\omega_{1,2}| \cdot D_q} \right] \quad (2)$$

де  $K_1, K_2, \dots, K_8$  – коефіцієнти гідро-механічних втрат;  
 $q$  – продуктивність гідромашини, м<sup>3</sup>/рад;  
 $D_q$  – характерний розмір гідромашин,

$$D_q = \sqrt[3]{2 \cdot \pi \cdot q}$$

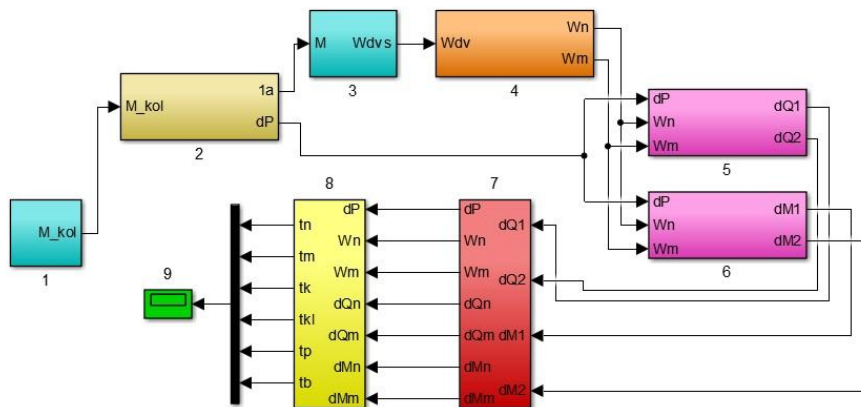


Рис. 1 – Математична модель визначення температур робочої рідини на різних ланках гідрооб'ємної передачі. 1 – блок визначення навантаження на привідний двигун; 2 – блок визначення перепаду тиску та крутного моменту на привідному двигуні; 3 – блок визначення кутової швидкості привідного двигуна; 4 – блок визначення кутових швидкостей насоса та гідромотору; 5, 6 – блок визначення об'ємних та механічних втрат; 7 – блок визначення параметрів з урахуванням втрат; 8 – блок визначення температур робочої рідини; 9 – блок виводу результатів розрахунку.

В блоці 7 перераховуються перепад тиску, кутові швидкості насоса і гідромотору з урахування отриманих в блоці 5 та 6 втрат. Розрахунок проводиться протягом 5-6 ітерацій, перераховуючи зазначені параметри і перевіряючи різницю між попереднім та поточним значенням. В блоці 8 розраховуються значення температур робочої рідини на наступних ланках:  $t_n$  – температура робочої рідини в насосі;  $t_m$  – температура робочої рідини в гідромоторі;  $t_k$  – температури робочої рідини в картері гідронасосу;  $t_{kl}$  – температура робочої рідини в картері гідромотору;  $t_p$  – температура робочої рідини підживлення;  $t_b$  – температура робочої рідини в баці. Для попередніх розрахунків приймається, що температура робочої рідини підживлення дорівнює температурі рідини в баці, яка задається як початкове значення. Для інших використовуємо рівняння [7]:

$$t_m = \frac{\Delta M_m \cdot |w_m|}{C \cdot \rho \cdot (q_m \cdot e_m \cdot w_m - \Delta Q_m)} + t_n \quad (3)$$

де  $C$  – теплоємність робочої рідини, Дж/(кг·К);  
 $\rho$  – густина робочої рідини, м<sup>3</sup>/кг.

$$t_n = \frac{\Delta M_n \cdot |w_n|}{C \cdot \rho \cdot (q_n \cdot e_n \cdot w_n - \Delta Q_n)} + t_{vs} \quad (4)$$

де  $t_{vs}$  – температура на всмоктуванні в насос, °С.

$$t_{kl} = \frac{-q_n \cdot e_n \cdot w_n \cdot t_{vs} + q_m \cdot w_m \cdot t_m}{(q_n \cdot \lambda \cdot w_n - \Delta Q)} + \frac{q_n \cdot w_n \cdot t_p \cdot \lambda}{(q_n \cdot \lambda \cdot w_n - \Delta Q)} \quad (5)$$

де  $\Delta Q$  – загальні об'ємні витрати,  $\Delta Q = Q_1 + Q_2$ .

$$t_k = \frac{\Delta Q_n \cdot t_n + \Delta Q_m \cdot t_m + (q_n \cdot \lambda \cdot w_n - \Delta Q) \cdot t_{kl}}{q_n \cdot \lambda \cdot w_n} + \frac{\Delta Q \cdot \Delta p \cdot q_n \cdot \lambda \cdot w_n}{C \cdot \rho} \quad (6)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт визначення витрати насосу підживлення,  $\lambda = 0,2 \dots 0,22$ .

Слід відзначити, що складена модель може також використовуватися для визначення перепаду температур на кожній ланці при різному параметрі регулювання гідромашинами. Для цього рівняння для визначення температур записують у вигляді різниці, а параметр регулювання стає змінної.

Для перевірки математичної моделі було сплановано та проведено експериментальні дослідження на стенді [8-10]. Схема стенда представлена на рисунку 2.

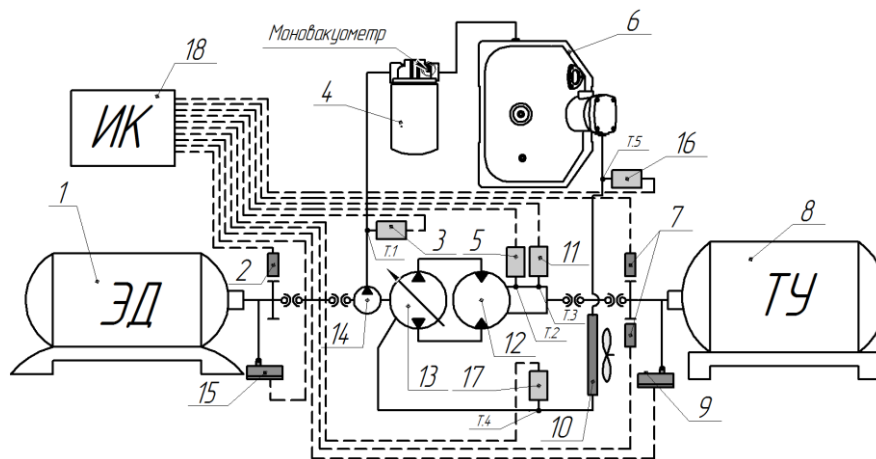


Рис. 2 - Схема стенду для дослідження ГОП:

1 - привідний електродвигун; 2,7 - перетворювач обертів ПО-М12; 3 - перетворювач тиску магістралі підживлення; 4 - всмоктувальний фільтр тонкого очищення; 5,11 - перетворювач тиску основних силових магістралей; 6 - бак; 8 - гальмівний пристрій; 9,15 - датчики крутного моменту; 10 - теплообмінник з вентилятором; 12 - некерований аксіально-поршневий гідромотор; 13 - керований аксіально-поршневий гідронасос; 14 - насос підживлення героторного типу; 16,17 - перетворювачі температури; 18 - вимірювальний комплекс

В якості фіксуючої апаратури використовувалися наступні перетворювачі: перетворювач температури ПТ-130, перетворювач тиску ПД, перетворювач крутного моменту ПМ-500 та перетворювач обертів ПО-М12. В якості джерела живлення використовувався блок живлення NES -100-24 з такими технічними характеристиками: вхідна напруга АС 85...264 В, вхідна напруга DC 248...343 В, вихідна потужність 100 Вт, вихідна напруга 24 В, вихідний струм 4,5 А. В якості вимірювального модуля застосовується АЦП Е14-140-М, який також може використовуватись як ЦАП. АЦП призначено для побудови багатоканальних вимірювальних систем збору аналогових даних, цифрового керування, а також контролю керування та стану зовнішніх пристроїв.

При проведенні експериментальних досліджень задавалися оберти привідного двигуна 500, 1000 та 1500 об/хв. При цьому при кожних з зазначених обертах встановлювалося чотири фіксованих значення параметра регулювання -1, -0,5, +0,5, +1. При цьому послідовно задавали три рівня навантаження за допомогою тормозного пристрою (поз.8 рисунок 2). Для планування проведення експерименту складався повний факторний експеримент [11-12]. При плануванні за схемою повного факторного експерименту (ПФЕ)

реалізуються всі можливі комбінації факторів на всіх вибраних для дослідження рівнях. Кількість дослідів  $N$  при ПФЕ визначаються за формулою:  $N=n^k$ , де  $n$  – кількість рівнів,  $k$  – кількість факторів. Рівні фактору представляють собою границю досліджуваної області за обраним параметром (мінімальне і максимальне значення фактору). При проведенні експерименту визначалися такі параметри: тиск в трубопроводах високого тиску  $P_1, P_2$ , оберти на виході  $n_m$ , температура в корпусі гідромотора, на вході та на виході з радіатора  $t_{kl}, t_k, t_b$ , крутний момент на виході  $M_m$ , тиск підживлення  $P_n$ . При повному факторному експерименті отримане рівняння регресії набирає вигляду полінома першого ступеня:

$$y(x_1, \dots, x_k) = b_0 + \sum_{i=1}^k b_i \cdot x_i + \sum_{i,j=1}^k b_{ij} \cdot x_i \cdot x_j + \dots + \sum_{i,j,\dots,n=1}^k b_{ijn} \cdot x_i \cdot x_j \cdot \dots \cdot x_n \quad (7)$$

де  $b_i$  – коефіцієнти регресії;

Будь який коефіцієнт регресії визначається скалярним добутком стовпця  $y$  (функції відгуку) на відповідний стовпець  $x_i$  віднесений до числа дослідів в матриці планування  $N$ .

$$b_j = \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N x_{ij} \cdot y_j \quad (8)$$

Для визначення коефіцієнтів взаємодії таблицю ПФЕ розширили додатковими стовпцями, які враховують ефект подвійної та потрійної взаємодії факторів. Ефекти взаємодії визначаються аналогічно лінійним ефектам:

$$b_{ij} = \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1, j \neq i}^N x_i \cdot x_j \cdot y_j \quad (9)$$

Отримане рівняння регресії з урахування подвійної і потрійної взаємодії факторів має вигляд:

$$\begin{aligned} y(x_1, x_2, x_3) = & 10473750 \cdot x_0 + 7463750 \cdot x_1 + \\ & + 2063750 \cdot x_2 - 66250 \cdot x_3 + 1273750 \cdot x_1 \cdot x_2 + \\ & + 63750 \cdot x_1 \cdot x_3 + 43750 \cdot x_2 \cdot x_3 + \\ & + 53750 \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot x_3 \end{aligned} \quad (10)$$

Для визначення браку використовуємо критерій Стьюдента:

$$\frac{y_{\min, \max} - \bar{y}}{S} \geq t \quad (11)$$

де  $t$  – критерій Стьюдента, його значення для 5 паралельних дослідів та довірливої ймовірності 0,95 дорівнює 2,78.

Перевірка показала, що по усім отриманим даним умова виконується і результати не можна вважати помилковими.

Перевірку однорідності дисперсії виконувалася по критерію Фішера:

$$F = \frac{S_{\max}^2}{S_{\min}^2} \quad (12)$$

де  $S^2$  – середньоквадратичне відхилення.

Отримане значення  $F=1,444$ . При ступенях свободи  $n-1=4$  табличне значення  $F_{\text{табл}}=6,4$ . Умова  $F < F_{\text{табл}}$  виконується – дисперсії однорідні.

Дисперсія адекватності розраховується за наступним рівнянням:

$$S_{ad}^2 = \frac{\sum_{i=1}^N (y_i - \bar{y})^2}{N-L} \quad (13)$$

Адекватність математичної моделі визначалася по критерію Фішера:

$$F_{розр} = \frac{S_{ad}^2}{S_{\{y\}}^2} \quad (14)$$

де  $S_{\{y\}}^2$  – дисперсія відтворюваності;  
 $S_{ad}^2$  – дисперсія адекватності.

Розрахункове значення критерію Фішера  $F_{розр}=0,0978$ , а табличного  $F_{табл}=6,4$ . Розрахункове значення менше табличного - модель адекватна.

При обробці експериментальних даних (зокрема для переведу вольтового сигналу з перетворювачів)

використовувалися залежності, запропоновані виробником, які мають лінійний характер. Для перетворювачів крутного моменту (у зв'язку з тим, що ці перетворювачі виготовлялися на замовлення) проводилося тарування та визначалася тарувальна характеристика залежності вихідного сигналу від вхідних параметрів.

За результатами теоретичного та експериментального дослідження були отримані наступні результати:

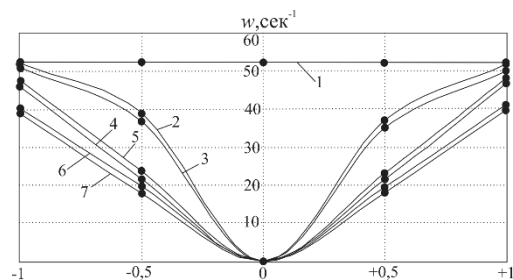


Рис. 3 – Залежність кутової швидкості гідромотору від параметру регулювання. 1 – кутова швидкість насосу; 2,3 – відповідно фактична та теоретична кутова швидкість гідромотору при навантаженні, що відповідає 8 В; 4,5 – відповідно фактична та теоретична кутова швидкість гідромотору при навантаженні, що відповідає 16 В; 6,7 – відповідно фактична та теоретична кутова швидкість гідромотору при навантаженні, що відповідає 24 В.

З залежності на рис. 3 видно що значення кутової швидкості гідромотору залежить від навантаження на вихідному валу гідромашини. Чим більше навантаження на вихідному валу тим більше різниця вхідного та вихідного значення кутової швидкості. Це пов'язано зі збільшення об'ємних втрат в гідромашині через збільшення перепаду тиску в основних магістралях ГОП. Максимальна похибка при порівнянні значень теоретичного та експериментального дослідження кутової швидкості гідромотору не перевищила 3,21%.

Максимальна похибка при порівнянні значень теоретичного та експериментального дослідження склала 5,08% при визначенні температури в дренажі гідронасосу, та 8,95% при визначенні температури в дренажі гідромотору. Різниця в температурі в дренажі гідромотора та насоса пояснюється особливістю роботи ГОП. Робоча рідина потрапляє в картер гідромотора безпосередньо з блоку циліндрів, протискуючись через щілини мікронного розміру. Через ефект дроселювання відбувається нагрів робочої рідини. Також в картер гідромотору поступає рідина через промивний клапан з магістралей високого тиску, де вона перебуває під постійним тиском. В картері насоса робоча рідина змішується з витратами безпосередньо насосу та більш холодною рідиною, що поступає через клапан підживлення з баку, тому рідина в картері насосу менш гаряча ніж в картері гідромотору. Це видно зі значень кривих, представлених на рис. 4.

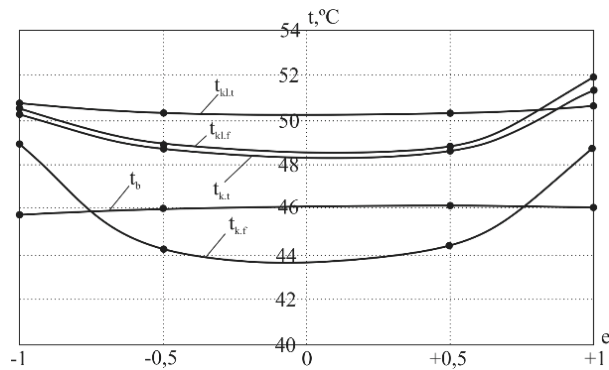


Рис. 4 – Залежність температур робочої рідини від параметру регулювання на різних ланках ГОП.  $t_b$  – температура робочої рідини в баці;  $t_{kl,t}$ ,  $t_{kl,f}$  – відповідно теоретична та фактична температура робочої рідини в картері гідромотору;  $t_{k,t}$ ,  $t_{k,f}$  – відповідно теоретична та фактична температура в картері гідронасосу.

**Висновки.** Отримані результати експериментальних досліджень підтверджують адекватність складеної математичної моделі, яка може використовуватися для дослідження зміни температур робочої рідини на різних ділянках ГОП. Складений повний факторний експеримент та отримане рівняння регресії адекватно описує залежність функції відгуку при зміні та парній взаємодії вхідних параметрів. Складена математична модель може використовуватися в складі більш складної моделі для опису зміни експлуатаційних та енергетичних характеристик в залежності від температурних режимів роботи ГОП в складі ГОМТ.

#### Список літератури

1. Петров В. А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин. – М.: Машиностроение, 1988. – 248 с.,
2. Щельцын Н. А. Современные бесступенчатые трансмиссии с.х. тракторов / Н. А. Щельцын, Л. А. Фрумкин, И. В. Иванов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2011. – №11. – С. 18-24.,
3. Александров Е. Е. Колесные и гусеничные машины высокой проходимости. В 10-ти томах. Том 3: Бесступенчатые трансмиссии: расчет и основы конструирования. /Е. Е. Александров, В. Б. Самородов, Д. О.Волонцевич, А. С. Палащенко. – Харьков: ХГПУ, 1997. –185с.
4. Александров Е. Е. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Е. Е. Александров, В. Б. Самородов, А.Т. Лебедев – Харьков: ХГАДТУ, 2001.– 642 с.
5. Samorodov V.M.B. Experimental appropriateness verification of K. Gorodetsky's mathematical model for losses determination in hydrostatic transmissions for modern hydrolic machines / V. Samorodov, S. Shuba, O. Derkach, V. Shevtzov, N. Mittsel // Eastern European Scientific Journal. – 2014. – № 6. – P. 285–291.
6. Samorodov V. B. The optimization algorithm in determining the relationship between technical and economic indices of machine-tractor unit with hydrovolumetric-mechanical transmission, WSPÓLPRACA EUROPEJSKA NR 3(10) 2016 / EUROPE-AN COOPERATION Vol. 3(10) 2016, PP. 94-107.
7. Бабаев О. М. Объемные гидромеханические передачи: Расчет и конструирование / О. М. Бабаев, Л. И. Игнатов, Е. С. Кисточкин, Г. С. Соколов, В. А. Цветков. – Л. : Машиностроение, 1987.– 256 с.

8. Bondarenko A. I., Mittsel M. O., Kogushko A .P. Laboratory Stand for Research of the Workflow in Hydrostatic Mechanical Transmissions // European Science and Technology: 9th International Scientific Conference. Munich 2014. p.23-26.
9. Samorodov V. B. Bondarenko A.I., Mittsel M.O., Kogushko A.P. Laboratory Stand for Research of the Workflow in Hydrostatic Mechanical Transmissions, Materi-als of the IX International Research and Practice Conference «European Science and Technology», 24 – 25 December 2014, Munich, Germany / «Strategic Studies Institute». – Munich: «Strategic Studies Institute», 2014. – Vol. II. – P. 289 – 295.
10. V. Samorodov, S. Shuba, O. Derkach, V. Shevtzov, N. Mittsel Experimental appropriateness verification of K. Gorodetsky's mathematical model for losses determination in hydrostatic transmissions for modern hydrolic machines / // Eastern European Scientific Journal. – 2014. – № 6. – P. 285–291.
11. Адлер, Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий\ Ю.П.Адлер, Е.В.Маркова, Ю.В.Грановский.–М.Наука,1976–280с.
12. Монтгомери Д. К. Планирование эксперимента и анализ данных: пер. с англ. – Л.: Судостроение, 1980 – 384 с.

#### References (transliterated)

1. Petrov V. A. Gidrobyomnye transmisiï samohodnyx mashin [Hydrostatic transmissions for self-propelled machines].– Moscow.: mashinostroenie, 1988. – pp. 248.
2. Shhelcyn N. A. Sovremennye besstupenchatye transmisiï s.x. traktorov [Modern CVT agricultural tractors] / N. A. Shhelcyn, L. A. Frumkin, I. V. Ivanov // traktory i selskoxozyajstvennyye mashiny. – 2011. – no11. – pp. 18-24..
3. Aleksandrov E. E. kolesnye i gusenichnye mashiny vysokoy prohodimosti [Wheeled and tracked vehicles with high cross]. v 10 vol. vol 3: besstupenchatye transmisiï: raschet i osnovy konstruirovaniya. /E. E. Aleksandrov, V. B. Samorodov, D. O.Voloncevich, A. S. Palashhenko. – Kharkov. 1997. –185 pp.
4. Aleksandrov E .E. Dinamika transportno-tyagovyx kolesnyx i gusenichnyx mashin [The dynamics of transport and traction of wheeled and tracked vehicles] / E. E. Aleksandrov, V. B. Samorodov, A. T. Lebedev – Kharkov: 2001.– 642 pp.
5. Samorodov V. B. Experimental appropriateness verification of K. Gorodetsky's mathematical model for losses determination in hydrostatic transmissions for modern hydrolic machines / V. Samorodov, S. Shuba, O. Derkach, V. Shevtzov, N. Mittsel // Eastern European Scientific Journal. – 2014. – no 6. – P. 285–291.
6. Samorodov V. B. The optimization algorithm in determining the relationship between technical and economic indices of machine-tractor unit with hydrovolumetric-mechanical transmission, WSPÓLPRACA EUROPEJSKA NR 3(10) 2016 / EUROPE-AN COOPERATION Vol. 3(10) 2016, PP. 94-107.
7. Babaev O. M. obemnye gidromexanicheskie peredachi: raschet i konstruirovanie [Volume hydromechanical transmission: Calculation and design] / O. M. Babaev, L. I. Ignatov, E. S. Kistochkin, G. S. Sokolov, V. A. Cvetkov. – Lutsk. : Mashinostroenie, 1987.– 256 pp.
8. Bondarenko A.I., Mittsel M.O., Kogushko A.P. Laboratory Stand for Research of the Workflow in Hydrostatic Mechanical Transmissions // European Science and Technology: 9th International Scientific Conference. Munich, 2014. p.23-26.
9. Samorodov VB Bondarenko A.I., Mittsel M.O., Kogushko A.P. Laboratory Stand for Research of the Workflow in Hydrostatic Mechanical Transmissions, Materi-als of the IX International Research and Practice Conference «European Science and Technology», 24 – 25 December 2014, Munich, Germany / «Strategic Studies Institute». – Munich: «Strategic Studies Institute», 2014. – Vol. II. – P. 289 – 295.
10. V. Samorodov, S. Shuba, O. Derkach, V. Shevtzov, N. Mittsel Experimental appropriateness verification of K. Gorodetsky's mathematical model for losses determination in hydrostatic transmissions for modern hydrolic machines / // Eastern European Scientific Journal. – 2014. – no 6. – P. 285–291.
11. Adler, YU.P. Planirovanie eksperimeta pri poiske optimalnyx uslovij [An experiment in the search for optimal conditions]\ Y. P

.Adler, E. V. Markova, Y. Y. Granovskij.– Moscow, Nauka, 1976–280 pp.

12. Montgomeri D. K. Planirovanie eksperimenta i analiz dannykh [Experimental Design and Analysis]: per. s angl. – Lutsk: Sudostroenie, 1980 – 384 pp.

Надійшла (received) 29.01.2017

*Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions*

**Результати експериментального дослідження гідрооб'ємної передачі / Самородов В.Б., Шевцов В.М.** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування– Х. : НТУ «ХПІ», 2017 №.№ 5 (1227). – С. 41–46. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0066

**Результаты экспериментального исследования гидрообъемной передачи / Самородов В.Б., Шевцов В.М.** // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Транспортное машиностроение- Х.: НТУ «ХПИ», 2017 №.№ 5 (1227). – С. 41–46. – Библиогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0066.

**The results of an experimental study of hydrostatic transmission / Samorodov VB, VM Shevtsov** // Bulletin NTU "KPI". Series: Vehicle engineering- H .: NTU "KPI", 2017 №. No. 5 (1227). – P. 41–46. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2079-0066.

*Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors*

**Самородов Вадим Борисович** – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Автомобіле- і тракторобудування» НТУ «ХПІ», Харків, Україна, тел.+38(067)-577-71-26 e-mail: vadimsamorodov@mail.ru

**Самородов Вадим Борисович** - доктор технических наук, профессор, заведующий кафедры «Автомобиле- и тракторостроение» НТУ «ХПИ», Харьков, Украина, тел. + 38 (067) -577-71-26 e-mail: vadimsamorodov@mail.ru

**Samorodov Vadim B.** - Doctor of Science, Professor, Head of Department "Automobile and tractor" NTU "KPI", Kharkiv, Ukraine, tel. + 38 (067) -577-71-26 e-mail: vadimsamorodov@mail.ru

**Шевцов Вадим Михайлович** - асистент. кафедри «Автомобіле- і тракторобудування» НТУ «ХПІ», Харків, Україна, тел. +38(066) – 257-87-11, e-mail :shevtsovvadim@ukr.net

**Шевцов Вадим Михайлович** - ассистент. кафедры «Автомобиле- и тракторостроение» НТУ «ХПИ», Харьков, Украина, тел. +38 (066) - 257-87-11, e-mail: shevtsovvadim@ukr.net

**Shevtsov Vadim M.** - assistant. Department of "Automobile and tractor" NTU "KPI", Kharkiv, Ukraine, tel. +38 (066) - 257-87-11, e-mail: shevtsovvadim@ukr.net