

УДК 621.225.001.4

## **ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ОБЛАСТИ ИЗМЕНЕНИЯ ВЫХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ВРАЩАТЕЛЕЙ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА**

Панченко А.И., д.т.н.,

Волошина А.А., д.т.н.,

Панченко И.А., инж.\*

*Таврический государственный агротехнологический университет*

Тел. (0619) 42-04-42

**Аннотация** – работа посвящена проведению полнофакторного эксперимента с целью получения уравнений регрессии, описывающих изменение выходных характеристик серийного и модернизированного гидравлических вращателей планетарного типа в заданном диапазоне изменения их геометрических и функциональных параметров.

**Ключевые слова** – гидравлический вращатель планетарного типа, полнофакторный эксперимент, функции откликов, распределительная система, площадь проходного сечения, вытеснительная система, зазор, уравнения регрессии, адекватность.

*Постановка проблемы.* Анализируя технические требования к активным рабочим органам с низкой частотой вращения и высоким крутящим моментом, можно выявить потребность в гидрофикации следующих их групп [1]: бурильная техника (буры); лесозаготовительная техника (харвестерные и другие головки); коммунальная техника (транспортёры, разбрасывающие диски); и как самый крупный потребитель гидрооборудования – сельскохозяйственная техника: машины для внесения минеральных и органических удобрений (разбрасывающие диски, транспортёры); зерно-, кукурузо-, свекло- и картофелеуборочные комбайны (наклонная камера, соломотряс, транспортёры, битеры, копачи, элеваторы, шнеки); машины для химической защиты (транспортёры, мешалки); плодо- и ягодоуборочные машины (транспортёры, вибраторы, вентиляторы).

Постоянно развивающийся гидропривод мобильной техники, предъявляет новые требования к гидромашинам вращательного действия с очень большими (более 5000 Н·м) крутящими моментами и очень низкими (до 10 1/мин) частотами вращения. Достоинствами гидропривода с высокомоментными гидромашинами являются: возможность создания безредукторного привода; высокий пусковой мо-

---

© Панченко А.И., Волошина А.А., Панченко И.А.

\* Научный руководитель – д.т.н., проф. Панченко А.И.

мент; быстрый разгон; стабилизация силовых параметров с помощью несложных демпфирующих устройств.

Поэтому при рассмотрении различных типов высокомоментных гидромашин, обуславливающих технический уровень современного силового гидропривода мобильной техники, наибольшего внимания заслуживают гидравлические вращатели планетарного типа. Если теоретическим исследованиям гидравлических вращателей планетарного типа посвящен ряд работ [2-5], то работы, посвященные экспериментальным исследованиям, на сегодняшний день практически отсутствуют.

*Анализ последних исследований.* При выполнении теоретических [2-4] и параметрических [5] исследований влияния геометрических параметров элементов вытеснительной системы, а также изменения проточных частей распределительной системы гидравлического вращателя планетарного типа был принят ряд допущений и ограничений [6, 7]. Поэтому с целью корректировки математической модели, проверки адекватности полученных уравнений, описывающих взаимосвязь геометрических параметров гидравлических вращателей планетарного типа и их выходных характеристик необходимо провести экспериментальные исследования серийного и модернизированного гидровращателей.

*Формулирование целей статьи (постановка задания).* Проведение полнофакторного эксперимента с целью получения уравнений регрессии, описывающих изменение выходных характеристик серийного и модернизированного гидравлических вращателей планетарного типа в заданном диапазоне изменения их геометрических и функциональных параметров.

*Основная часть.* При проведении экспериментальных исследований решались следующие задачи:

- проведение полнофакторного эксперимента с целью получения уравнений регрессии, описывающих изменения выходных характеристик серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа в заданном диапазоне изменения функциональных параметров;
- проведение полнофакторного эксперимента с целью получения уравнений регрессии, описывающих влияние конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа на изменение их выходных характеристик;
- подтверждение адекватности проведенных экспериментальных исследований с помощью критерия Фишера.

Факторный эксперимент проводился для серийного и модернизированного гидравлических вращателей планетарного типа с рабочим объемом  $6300 \text{ см}^3$  по методикам [8, 9] с целью, указанной выше.

При проведении экспериментальных исследований в качестве

функцій откликов  $y_i$  вибирались наступні параметри:

- 1) дійсний расход  $Q_{об}$  робочої рідини –  $Y_1$ ;
- 2) крутячий момент  $M_{кр}$  на «валу» гідровращателя –  $Y_2$ ;
- 3) потужність  $N_n$  гідровращателя корисна –  $Y_3$ ;
- 4) потужність  $N_з$  гідровращателя витрачена –  $Y_4$ ;
- 5) об'ємний коефіцієнт корисної дії (ККД)  $\eta_{об}$  гідровращателя –  $Y_5$ ;
- 6) гідромеханічний ККД  $\eta_{г.м}$  гідровращателя –  $Y_6$ ;
- 7) загальний ККД  $\eta$  гідровращателя –  $Y_7$ .

При визначенні зони зміни функціональних параметрів гідровращателів планетарного типу, основними входними (змінюючися) факторами  $x_i$  являлись:

- 1) перепад тисків  $\Delta p$  робочої рідини –  $X_1$ ;
- 2) частота обертання  $n$  «вала» гідровращателя –  $X_2$ .

Незмінними факторами  $Z_i$  являлись:

- 1) температура  $t$  робочої рідини –  $Z_1$ ;
- 2) кінематична в'язкість  $\nu$  робочої рідини –  $Z_2$ ;
- 3) товщина фільтрації робочої рідини –  $Z_3$ .

При визначенні впливу конструктивних особливостей серийного і модернізованого гідровращателів планетарного типу на зміни їх функціональних характеристик, основними входними (змінюючися) факторами  $x_i$  являлись:

- 1) перепад тисків  $\Delta p$  робочої рідини –  $X_1$ ;
- 2) частота обертання  $n$  «вала» гідровращателя –  $X_2$ ;
- 3) площа  $S_{n.c}$  проходного сечення розподільної системи і зазор  $\delta$  між відповідними зуб'ями елементів витеснювальної системи –  $X_3$ .

Необхідно відзначити, що зазор  $\delta$  між відповідними зуб'ями елементів витеснювальної системи конструктивно змінюється одночасно з зміною площі  $S_{n.c}$  проходного сечення розподільної системи і тому представлений одним фактором  $X_3$ .

Незмінними факторами  $Z_i$  являлись:

- 1) температура  $t$  робочої рідини –  $Z_1$ ;
- 2) кінематична в'язкість  $\nu$  робочої рідини –  $Z_2$ ;

3) тонкость фильтрации рабочей жидкости –  $Z_3$ .

Выбранные факторы и уровни варьирования для всех проведенных экспериментов приведены в таблицах 1 и 2.

Таблица 1 – Интервалы и уровни варьирования факторов при определении области изменения выходных характеристик серийного и модернизированного гидровращателей

Наименование фактора	Обозначение	Код. значение	Единицы измерения	Интервал варьирования	Уровни факторов		
					нижний	основной	верхний
Перепад давления	$\Delta p$	$X_1$	<i>МПа</i>	4,85	6,3	11,15	16,0
Частота вращения	$n$	$X_2$	<i>1/мин</i>	3	2	5	8
Температура	$t$	$Z_1$	$^{\circ}C$	-	-	$50 \pm 4$	-
раб.жидк.	$\nu$	$Z_2$	$m^2/c$	-	-	$65 \cdot 10^{-2}$	-
Кинематич. вязкость		$Z_3$	<i>мкм</i>	-	-	$0 \leq 30$	-
Тонкость фильтрации							

Таблица 2 – Интервалы и уровни варьирования факторов при определении области изменения выходных характеристик модернизированного гидровращателя

Наименование фактора	Обозначение	Код. значение	Единицы измерения	Интервал варьирования	Уровни факторов		
					нижний	основной	верхний
Перепад давления	$\Delta p$	$X_1$	<i>МПа</i>	6	8	14	20
Частота вращения	$n$	$X_2$	<i>1/мин</i>	4,5	3	7,5	12
Температура	$t$	$Z_1$	$^{\circ}C$	-	-	$50 \pm 4$	-
раб.жидк.	$\nu$	$Z_2$	$m^2/c$	-	-	$65 \cdot 10^{-2}$	-
Кинематич. вязкость		$Z_3$	<i>мкм</i>	-	-	$0 \leq 30$	-
Тонкость фильтрации							

При значении площади проходного сечения распределительной системы серийного гидровращателя  $S_{n.c} = 66,7 \text{ мм}^2$ , зазор между соответствующими зубьями элементов вытеснительной системы серийного гидравлического вращателя составляет  $\delta = 0,174 \text{ мм}$ , а при площади проходного сечения  $S_{n.c} = 108,5 \text{ мм}^2$  для модернизированного гидравлического вращателя, зазор между соответствующими зубьями составляет  $\delta = 0,565 \text{ мм}$ .

Таблиця 3 – Інтервали та рівні варіювання факторів при визначенні впливу конструктивних особливостей серійного та модернізованого гідроврацятелів на їх вихідні характеристики

Найменування фактора	Обозначення	Код значення	Єдиниці вимірювання	Інтервал варіювання	Рівні факторів		
					нижній	основний	верхній
Перепад тиску	$\Delta p$	$X_1$	МПа	5	6	11	16
Частота обертання	$n$	$X_2$	1/мин	3	2	5	8
Площа проходного перерізу (зазор)	$S_{n.c}$ ( $\delta$ )	$X_3$	мм <sup>2</sup> (мм)	20,9 (0,195)	66,7 (0,174)	87,6 (0,369)	108,5 (0,565)
Температура роб. рідин.	$t$	$Z_1$	°C	-	-	50±4	-
Кінематич. в'язкість	$\nu$	$Z_2$	м <sup>2</sup> /с	-	-	65·10 <sup>-2</sup>	-
Тонкість фільтрації		$Z_3$	мкм	-	-	0 ≤ 30	-

При матричному плануванні багатфакторних експериментальних досліджень обробка результатів зводиться до визначення коефіцієнтів регресії згідно методики [8]. Вихідні дані для визначення коефіцієнтів регресії при визначенні області зміни вихідних характеристик серійного та модернізованого гідроврацятеля наведені в таблицях 4-6.

Таблиця 4 – Вихідні дані для визначення коефіцієнтів регресії при визначенні області зміни вихідних характеристик серійного гідроврацятеля

Опыт	$x_0$	Планування		Функції відклику						
		$x_1$	$x_2$	$\bar{y}_1$	$\bar{y}_2$	$\bar{y}_3$	$\bar{y}_4$	$\bar{y}_5$	$\bar{y}_6$	$\bar{y}_7$
1	+1	+1	+1	63,0	7335	6,14	16,8	0,801	0,457	0,336
2	+1	-1	+1	62,2	2863	2,40	6,53	0,810	0,453	0,367
3	+1	+1	-1	16,0	8058	1,69	4,27	0,787	0,502	0,395
4	+1	-1	-1	15,6	3849	0,81	1,64	0,807	0,609	0,491

Коефіцієнти регресії при визначенні області зміни вихідних характеристик серійного та модернізованого гідроврацятеля наведені в таблицях 7 - 9.

Таблица 5 – Исходные данные для определения коэффициентов регрессии при определении области изменения выходных характеристик модернизированного гидровращателя

Опыты	$x_0$	Планирование		Функции отклика						
		$x_1$	$x_2$	$\bar{y}_1$	$\bar{y}_2$	$\bar{y}_3$	$\bar{y}_4$	$\bar{y}_5$	$\bar{y}_6$	$\bar{y}_7$
1	+1	+1	+1	83,0	11537	14,5	27,67	0,911	0,575	0,524
2	+1	-1	+1	82,2	5168	6,49	10,96	0,920	0,644	0,592
3	+1	+1	-1	20,7	13061	4,10	6,90	0,913	0,651	0,594
4	+1	-1	-1	20,5	5650	1,77	2,73	0,922	0,704	0,649

Таблица 6 – Исходные данные для определения коэффициентов регрессии при определении влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей на их выходные характеристики

Опыты	$x_0$	Планирование			Функции отклика						
		$x_1$	$x_2$	$x_3$	$\bar{y}_1$	$\bar{y}_2$	$\bar{y}_3$	$\bar{y}_4$	$\bar{y}_5$	$\bar{y}_6$	$\bar{y}_7$
1	+1	+1	+1	+1	54,3	11155	9,34	14,48	0,928	0,695	0,645
2	+1	-1	+1	+1	54,3	4183	3,50	5,43	0,928	0,695	0,645
3	+1	+1	-1	+1	14,0	10562	2,21	3,73	0,90	0,658	0,593
4	+1	-1	-1	+1	13,7	4225	0,88	1,37	0,92	0,702	0,646
5	+1	+1	+1	-1	62,9	7335	6,14	16,77	0,801	0,457	0,366
6	+1	-1	+1	-1	62,4	2715	2,27	6,24	0,808	0,451	0,364
7	+1	+1	-1	-1	16,0	8058	1,69	4,27	0,788	0,502	0,396
8	+1	-1	-1	-1	15,7	3658	0,77	1,57	0,803	0,608	0,488

Примечание:  $\bar{y}$  - среднее значение функции отклика при трехразовой повторности опытов.

Таблица 7 – Коэффициенты уравнений регрессии при определении области изменения выходных характеристик серийного гидровращателя

Коэф. регрессии	Функции отклика						
	$\bar{y}_1$	$\bar{y}_2$	$\bar{y}_3$	$\bar{y}_4$	$\bar{y}_5$	$\bar{y}_6$	$\bar{y}_7$
$b_0$	39,2	5526	2,76	7,31	0,4	0,51	0,4
$b_1$	0,3	2170	1,16	1,61	-0,007	-0,026	-0,032
$b_2$	23,4	-427	1,51	2,18	0,004	-0,05	-0,046
$b_{12}$	0,1	66	0,72	0,95	0,003	0,028	0,016

Таблиця 8 – Коэффициенты уравнений регрессии при определении области изменения выходных характеристик модернизированного гидровращателя

Коэф. регрессии	Функции отклика						
	$\bar{y}_1$	$\bar{y}_2$	$\bar{y}_3$	$\bar{y}_4$	$\bar{y}_5$	$\bar{y}_6$	$\bar{y}_7$
$b_0$	51,7	8852	6,73	12,1	0,458	0,643	0,59
$b_1$	0,13	3447	2,57	2,61	-0,005	-0,03	-0,031
$b_2$	30,9	-503	3,79	3,63	-0,001	-0,034	-0,032
$b_{12}$	0,28	-259	1,41	1,57	0	-0,004	-0,003

Таблиця 9 – Коэффициенты уравнений регрессии при определении влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей на их выходные характеристики

Коэф. регрессии	Функции отклика						
	$\bar{y}_1$	$\bar{y}_2$	$\bar{y}_3$	$\bar{y}_4$	$\bar{y}_5$	$\bar{y}_6$	$\bar{y}_7$
$b_0$	36,66	6486	3,35	6,73	0,859	0,6	0,518
$b_1$	0,14	2791	1,49	3,08	-0,005	-0,02	-0,018
$b_2$	21,81	-139	1,96	3,99	0,007	-0,02	-0,013
$b_3$	-2,59	1045	0,63	-0,48	0,0596	0,09	0,11
$b_{12}$	-0,011	107	0,93	1,82	0,004	0,02	0,018
$b_{13}$	-0,06	536	0,29	-0,23	0,0001	0,01	0,005
$b_{23}$	-1,59	277	0,48	-0,29	0,002	0,03	0,026
$b_{123}$	-0,06	52	0,19	-0,14	0,001	-0,01	-0,005

После вычисления коэффициентов регрессии проводится статистический анализ уравнений регрессии, состоящий из следующих этапов:

- оценка дисперсии воспроизводимости;
- оценка значимости коэффициентов уравнения регрессии;
- оценка адекватности модели.

Расчетная однородность дисперсии определяется из выражения

[8]

$$G_p = \frac{s_{i\max}^2}{\sum_{i=1}^n s_i^2},$$

где  $s_i^2$  – построчная дисперсия (ошибки опыта);

$s_{i\max}^2$  – максимальная из рассчитанных построчных дисперсий.

$$s_i^2 = \frac{1}{m-1} \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2,$$

где  $y_i$  – переменная состояния (экспериментальная);

$\bar{y}$  – среднее арифметическое значение;

$m$  – необходимое число повторности опытов.

Расчетные значения критерия Кохрена ( $G_T = 0,6841$  для чисел степеней свободы  $f_1 = 2$ ,  $f_2 = 4$  и  $q = 0,05$ ) при определении области изменения выходных характеристик серийного гидровращателя:

$$G_{p(Q)} = 0,439; G_{p(M)} = 0,556; G_{p(N_n)} = 0,327; G_{p(N_3)} = 0,448;$$

$$G_{p(\eta_{об})} = 0,636; G_{p(\eta_m)} = 0,448; G_{p(\eta)} = 0,509.$$

Расчетные значения критерия Кохрена ( $G_T = 0,6841$  для чисел степеней свободы  $f_1 = 2$ ,  $f_2 = 4$  и  $q = 0,05$ ) при определении области изменения выходных характеристик модернизированного гидровращателя:

$$G_{p(Q)} = 0,321; G_{p(M)} = 0,607; G_{p(N_n)} = 0,635; G_{p(N_3)} = 0,499;$$

$$G_{p(\eta_{об})} = 0,649; G_{p(\eta_m)} = 0,416; G_{p(\eta)} = 0,662.$$

Расчетные значения критерия Кохрена ( $G_T = 0,5157$  для чисел степеней свободы  $f_1 = 2$ ,  $f_2 = 8$  и  $q = 0,05$ ) при определении влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей на их выходные характеристики:

$$G_{p(Q)} = 0,2157; G_{p(M)} = 0,3983; G_{p(N_n)} = 0,4168; G_{p(N_3)} = 0,5028;$$

$$G_{p(\eta_{об})} = 0,2843; G_{p(\eta_m)} = 0,2781; G_{p(\eta)} = 0,4586.$$

Проверка однородности дисперсии определяется из условия

$$G_p < G_T, \quad f_1 = m - 1, \quad f_2 = N, \quad q = 0,05,$$

где  $G_T$  - табличное значение критерия Кохрена;

$f_1, f_2$  - число степеней свободы;

$N$  - число опытов;

$q$  - уровень значимости.

Все расчетные критерии Кохрена удовлетворяют неравенству  $G_p < G_T$ . Следовательно, принимается гипотеза об однородности дисперсии.

Дисперсия воспроизводимости (ошибка опыта) воспроизводимости определяется из выражения [8]

$$s_o^2 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N s_i^2.$$

Дисперсия воспроизводимости при определении области изменения выходных характеристик серийного гидровращателя:

$$s_{o_{\bar{y}_1}}^2 = 0,57; s_{o_{\bar{y}_2}}^2 = 24346; s_{o_{\bar{y}_3}}^2 = 3,1 \cdot 10^{-4}; s_{o_{\bar{y}_4}}^2 = 5,58 \cdot 10^{-3};$$



$$s_{o_{\bar{y}_5}}^2 = 0,11 \cdot 10^{-4}; s_{o_{\bar{y}_6}}^2 = 2,75 \cdot 10^{-6}; s_{o_{\bar{y}_7}}^2 = 0,26 \cdot 10^{-4}.$$

Дисперсія воспроизводимости при определении области изменения выходных характеристик модернизированного гидровращателя:

$$s_{o_{\bar{y}_1}}^2 = 0,8725; s_{o_{\bar{y}_2}}^2 = 60516; s_{o_{\bar{y}_3}}^2 = 0,0827; s_{o_{\bar{y}_4}}^2 = 0,035;$$

$$s_{o_{\bar{y}_5}}^2 = 1,42 \cdot 10^{-5}; s_{o_{\bar{y}_6}}^2 = 1,58 \cdot 10^{-5}; s_{o_{\bar{y}_7}}^2 = 1,85 \cdot 10^{-5}.$$

Дисперсія воспроизводимости при определении влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей на их выходные характеристики:

$$s_{o_{\bar{y}_1}}^2 = 0,2087; s_{o_{\bar{y}_2}}^2 = 36487; s_{o_{\bar{y}_3}}^2 = 0,0807; s_{o_{\bar{y}_4}}^2 = 0,1624;$$

$$s_{o_{\bar{y}_5}}^2 = 0,0003; s_{o_{\bar{y}_6}}^2 = 0,0002; s_{o_{\bar{y}_7}}^2 = 0,0003.$$

Дисперсія коэффициентов регрессии определяется из выражения [8]

$$s_{b_i}^2 = \frac{s_o^2}{N}.$$

Дисперсія коэффициентов регрессии при определении области изменения выходных характеристик серийного гидровращателя:

$$s_{b_{\bar{y}_1}}^2 = 0,1425; s_{b_{\bar{y}_2}}^2 = 6086; s_{b_{\bar{y}_3}}^2 = 7,66 \cdot 10^{-5}; s_{b_{\bar{y}_4}}^2 = 0,0014;$$

$$s_{b_{\bar{y}_5}}^2 = 2,75 \cdot 10^{-6}; s_{b_{\bar{y}_6}}^2 = 1,81 \cdot 10^{-6}; s_{b_{\bar{y}_7}}^2 = 6,38 \cdot 10^{-6}.$$

Дисперсія коэффициентов регрессии при определении области изменения выходных характеристик модернизированного гидровращателя:

$$s_{b_{\bar{y}_1}}^2 = 0,2181; s_{b_{\bar{y}_2}}^2 = 15129; s_{b_{\bar{y}_3}}^2 = 0,0207; s_{b_{\bar{y}_4}}^2 = 0,0088;$$

$$s_{b_{\bar{y}_5}}^2 = 3,56 \cdot 10^{-6}; s_{b_{\bar{y}_6}}^2 = 3,96 \cdot 10^{-6}; s_{b_{\bar{y}_7}}^2 = 4,63 \cdot 10^{-6}.$$

Дисперсія коэффициентов регрессии при определении влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей на их выходные характеристики:

$$s_{b_{\bar{y}_1}}^2 = 0,026; s_{b_{\bar{y}_2}}^2 = 4561; s_{b_{\bar{y}_3}}^2 = 0,01; s_{b_{\bar{y}_4}}^2 = 0,02;$$

$$s_{b_{\bar{y}_5}}^2 = 3,29 \cdot 10^{-5}; s_{b_{\bar{y}_6}}^2 = 2,54 \cdot 10^{-5}; s_{b_{\bar{y}_7}}^2 = 3,26 \cdot 10^{-5}.$$

Доверительный интервал определяется из выражения [8]

$$\Delta b_i = t_T \cdot s_{b_i},$$

где  $t_T$  - табличное значение критерия Стьюдента.

Наименьшее значение значимого коэффициента регрессии при определении области изменения выходных характеристик серийного гидровращателя (значение критерия Стьюдента  $t = 2,31$ , при числе степеней свободы  $f = 8$  [8]).

$$\begin{aligned} |b_{\bar{y}_1}| &= 0,87; |b_{\bar{y}_2}| = 180,2; |b_{\bar{y}_3}| = 0,0202; |b_{\bar{y}_4}| = 0,0863; \\ |b_{\bar{y}_5}| &= 0,0038; |b_{\bar{y}_6}| = 0,0031; |b_{\bar{y}_7}| = 0,0058. \end{aligned}$$

Проверка значимости коэффициентов регрессии определяется из условия

$$|b_i| > \Delta b_i, \quad f = N(m-1) \quad \text{и} \quad q = 0,05.$$

Полученные уравнения регрессии (1...7) с учетом значимых коэффициентов адекватно (с вероятностью 0,95) описывают исследуемый процесс определения области изменения выходных характеристик серийного гидровращателя и имеют вид:

$$Y_1(Q_{\text{зв}}) = 39,2 + 23,4 \cdot X_2; \quad (1)$$

$$Y_2(M_{\text{кр}}) = 5526 + 2170 \cdot X_1 - 427 \cdot X_2; \quad (2)$$

$$Y_3(N_n) = 2,76 + 1,16 \cdot X_1 + 1,51 \cdot X_2 + 0,72 \cdot X_1 \cdot X_2; \quad (3)$$

$$Y_4(N_3) = 7,31 + 1,61 \cdot X_1 + 2,18 \cdot X_2 + 0,95 \cdot X_1 \cdot X_2; \quad (4)$$

$$Y_5(\eta_{\text{об}}) = 0,4 - 0,007 \cdot X_1 + 0,004 \cdot X_2; \quad (5)$$

$$Y_6(\eta_{\text{г.м}}) = 0,51 - 0,026 \cdot X_1 - 0,05 \cdot X_2; \quad (6)$$

$$Y_7(\eta) = 0,4 - 0,032 \cdot X_1 - 0,046 \cdot X_2. \quad (7)$$

Анализ уравнений (1 - 7) подтверждает, что:

– изменение перепада давления  $\Delta p$  влияет на изменение выходных характеристик серийного гидровращателя: крутящий момент  $M_{\text{кр}}$ , мощность  $N_n$  и  $N_3$ , а также КПД  $\eta$ ;

– изменение частоты вращения  $n$  влияет на изменение расхода  $Q_{\text{зв}}$ , крутящего момента  $M_{\text{кр}}$ , мощность  $N_n$  и  $N_3$ , а также КПД  $\eta$ .

Определим изменение расхода рабочей жидкости  $Q_{\text{зв}}$ , крутящего момента  $M_{\text{кр}}$ , полезной  $N_n$  и затрачиваемой  $N_3$  мощностей, объемного  $\eta_{\text{об}}$ , гидромеханического  $\eta_{\text{г.м}}$  и общего  $\eta$  КПД гидровращателя при известных значениях перепада давлений  $\Delta p$  и частоты вращения  $n$  с целью получения модели, описывающей работу серийного гидровращателя планетарного типа.

Раскодируем уравнение (1), определим изменение расхода рабочей жидкости гидровращателя планетарного типа ( $Q_{\text{зв}} = f(n)$ )

$$Q_{\text{зв}} = 0,6 + 7,7 \cdot n, \quad (8)$$

где  $n$  - частота вращения вала гидровращателя,  $2 < n < 8 \text{ мин}^{-1}$ .

Раскодируем уравнение (2), определим изменение крутящего момента вала гидровращателя планетарного типа ( $M_{\text{кр}} = f(\Delta p, n)$ )

$$M_{\text{кр}} = 1247 + 447 \cdot \Delta p - 141 \cdot n, \quad (9)$$

где  $\Delta p$  - перепад давлений,  $6,3 < \Delta p < 16 \text{ МПа}$ .

Раскодировав уравнение (3), определим изменение полезной мощности гидровращателя планетарного типа ( $N_n = f(\Delta p, n)$ )

$$N_n = 0,37 + 0,05 \cdot \Delta p \cdot n. \quad (10)$$

Раскодировав уравнение (4), определим изменение затраченной мощности гидровращателя планетарного типа ( $N_з = f(\Delta p, n)$ )

$$N_з = 3,63 + 0,065 \cdot \Delta p \cdot n. \quad (11)$$

Раскодировав уравнение (5), определим изменение объемного КПД гидровращателя планетарного типа ( $\eta_{об} = f(\Delta p, n)$ )

$$\eta_{об} = 0,41 - 0,0014 \cdot \Delta p + 0,0013 \cdot n. \quad (12)$$

Раскодировав уравнение (6), определим изменение гидромеханического КПД гидровращателя планетарного типа ( $\eta_{г.м} = f(\Delta p, n)$ )

$$\eta_{г.м} = 0,65 - 0,0054 \cdot \Delta p - 0,017 \cdot n. \quad (13)$$

Раскодировав уравнение (7), определим изменение общего КПД гидровращателя планетарного типа ( $\eta = f(\Delta p, n)$ )

$$\eta = 0,55 - 0,0066 \cdot \Delta p - 0,015 \cdot n. \quad (14)$$

Для определения зависимости  $M_{кр} = f(Q_{г.м}, \Delta p)$  из уравнения (8) определим изменение частоты вращения  $n = f(Q_{г.м})$

$$n = 0,13 \cdot Q_{г.м} - 0,078. \quad (15)$$

Тогда, с учетом выражения (15), изменение момента на валу гидровращателя ( $M_{кр} = f(Q_{г.м}, \Delta p)$ ) имеет вид

$$M_{кр} = 1247 + 447 \cdot \Delta p - 18 \cdot Q_{г.м} + 11. \quad (16)$$

Полученные зависимости (8 - 16) описывают работу серийного гидравлического вращателя планетарного типа в условиях эксплуатации.

Наименьшее значение значимого коэффициента регрессии при определении области изменения выходных характеристик модернизированного гидровращателя (значение критерия Стьюдента  $t = 2,31$  при числе степеней свободы  $f = 8$  [8]):

$$\begin{aligned} |b_{\bar{y}_1}| &= 1,08; |b_{\bar{y}_2}| = 284; |b_{\bar{y}_3}| = 0,33; |b_{\bar{y}_4}| = 0,22; \\ |b_{\bar{y}_5}| &= 0,004; |b_{\bar{y}_6}| = 0,005; |b_{\bar{y}_7}| = 0,005. \end{aligned}$$

Полученные уравнения регрессии (17 - 23) с учетом значимых коэффициентов адекватно (с вероятностью 0,95) описывают исследуемый процесс определения зоны изменения функциональных параметров модернизированного гидровращателя и имеют вид:

$$Y_1(Q_{зв}) = 51,7 + 30,9 \cdot X_2; \quad (17)$$

$$Y_2(M_{кр}) = 8852 + 3447 \cdot X_1 - 503 \cdot X_2; \quad (18)$$

$$Y_3(N_n) = 6,73 + 2,57 \cdot X_1 + 3,79 \cdot X_2 + 1,41 \cdot X_1 \cdot X_2; \quad (19)$$

$$Y_4(N_3) = 12,1 + 2,61 \cdot X_1 + 3,63 \cdot X_2 + 1,57 \cdot X_1 \cdot X_2; \quad (20)$$

$$Y_5(\eta_{об}) = 0,458 - 0,005 \cdot X_1; \quad (21)$$

$$Y_6(\eta_{г.м}) = 0,643 - 0,03 \cdot X_1 - 0,034 \cdot X_2; \quad (22)$$

$$Y_7(\eta) = 0,59 - 0,031 \cdot X_1 - 0,032 \cdot X_2. \quad (23)$$

Анализ уравнений (17 - 23) подтверждает, что:

– изменение перепада давления  $\Delta p$  влияет на изменение выходных характеристик модернизированного гидровращателя: крутящий момент  $M_{кр}$ , мощность  $N_n$  и  $N_3$ , а также КПД  $\eta$ ;

– изменение частоты вращения  $n$  влияет на изменение расхода  $Q_{зв}$ , крутящего момента  $M_{кр}$ , мощность  $N_n$  и  $N_3$ , а также КПД  $\eta$ .

Определим изменение расхода рабочей жидкости  $Q_{зв}$ , крутящего момента  $M_{кр}$ , полезной  $N_n$  и затрачиваемой  $N_3$  мощностей, объемного  $\eta_{об}$ , гидромеханического  $\eta_{г.м}$  и общего  $\eta$  КПД гидровращателя при известных значениях перепада давлений  $\Delta p$  и частоты вращения  $n$  с целью получения модели, описывающей работу модернизированного гидровращателя планетарного типа.

Раскодировав уравнение (17), определим изменение расхода рабочей жидкости гидровращателя планетарного типа ( $Q_{зв} = f(n)$ )

$$Q_{зв} = 0,7 + 6,8 \cdot n, \quad (24)$$

где  $n$  - частота вращения вала гидровращателя,  $3 < n < 12 \text{ мин}^{-1}$ .

Раскодировав уравнение (18), определим изменение крутящего момента вала гидровращателя планетарного типа ( $M_{кр} = f(\Delta p, n)$ )

$$M_{кр} = 1481 + 586 \cdot \Delta p - 111 \cdot n, \quad (25)$$

где  $\Delta p$  - перепад давлений,  $8 < \Delta p < 20 \text{ МПа}$ .

Раскодировав уравнение (19), определим изменение полезной мощности гидровращателя планетарного типа ( $N_n = f(\Delta p, n)$ )

$$N_n = -0,05 + 0,04 \cdot \Delta p - 0,09 \cdot n + 0,053 \cdot \Delta p \cdot n. \quad (26)$$

Раскодировав уравнение (20), определим изменение затраченной мощности гидровращателя планетарного типа ( $N_3 = f(\Delta p, n)$ )

$$N_3 = 6,1 + 0,001 \cdot \Delta p - 0,027 \cdot n + 0,059 \cdot \Delta p \cdot n. \quad (27)$$

Раскодировав уравнение (21), определим изменение объемного

КПД гидровращателя планетарного типа ( $\eta_{об} = f(\Delta p)$ )

$$\eta_{об} = 0,47 - 0,001 \cdot \Delta p. \quad (28)$$

Раскодировав уравнение (22), определим изменение гидромеханического КПД гидровращателя планетарного типа ( $\eta_{г.м} = f(\Delta p, n)$ )

$$\eta_{г.м} = 0,769 - 0,005 \cdot \Delta p - 0,0075 \cdot n. \quad (29)$$

Раскодировав уравнение (23), определим изменение общего КПД гидровращателя планетарного типа ( $\eta = f(\Delta p, n)$ )

$$\eta = 0,717 - 0,0053 \cdot \Delta p - 0,007 \cdot n. \quad (30)$$

Для определения зависимости  $M_{кр} = f(Q_{г.м}, \Delta p)$  из уравнения (24) определим изменение частоты вращения  $n = f(Q_{г.м})$

$$n = 0,15 \cdot Q_{г.м} - 0,1. \quad (31)$$

Тогда, с учетом выражения (31), изменение момента на валу гидровращателя ( $M_{кр} = f(Q_{г.м}, \Delta p)$ ) имеет вид

$$M_{кр} = 1481 + 586 \cdot \Delta p - 16,7 \cdot Q_{г.м} + 0,015. \quad (32)$$

Полученные зависимости (24 - 32) описывают работу модернизированного гидравлического вращателя планетарного типа в условиях эксплуатации.

Наименьшее значение значимого коэффициента регрессии при определении влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей на их выходные характеристики (значение критерия Стьюдента  $t = 2,12$  при числе степеней свободы  $f = 16$  [8]):

$$\begin{aligned} |b_{\bar{y}_1}| &= 0,342; |b_{\bar{y}_2}| = 143,2; |b_{\bar{y}_3}| = 0,213; |b_{\bar{y}_4}| = 0,302; \\ |b_{\bar{y}_5}| &= 0,122; |b_{\bar{y}_6}| = 0,107; |b_{\bar{y}_7}| = 0,011. \end{aligned}$$

Полученные уравнения регрессии (33 - 39) с учетом значимых коэффициентов адекватно (с вероятностью 0,95) описывают исследуемый процесс определения влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей на их выходные характеристики и имеют вид:

$$Y_1(Q_{г.м}) = 36,66 + 21,81 \cdot X_2 - 2,59 \cdot X_3 - 1,59 \cdot X_2 \cdot X_3; \quad (33)$$

$$Y_2(M_{кр}) = 6486 + 2791 \cdot X_1 + 1045 \cdot X_3 + 536 \cdot X_1 \cdot X_3 + 277 \cdot X_2 \cdot X_3; \quad (34)$$

$$\begin{aligned} Y_3(N_n) &= 3,35 + 1,49 \cdot X_1 + 1,96 \cdot X_2 + 0,63 \cdot X_3 + 0,93 \cdot X_1 \cdot X_2 + \\ &+ 0,29 \cdot X_1 \cdot X_3 + 0,48 \cdot X_2 \cdot X_3 \quad ; \quad (35) \end{aligned}$$

$$Y_4(N_3) = 6,73 + 3,08 \cdot X_1 + 3,99 \cdot X_2 - 0,48 \cdot X_3 + 1,82 \cdot X_1 \cdot X_2; \quad (36)$$

$$Y_5(\eta_{об}) = 0,859 - 0,0596 \cdot X_3; \quad (37)$$

$$Y_6(\eta_{z.m}) = 0,6 - 0,02 \cdot X_1 - 0,02 \cdot X_2 + 0,09 \cdot X_3 + 0,02 \cdot X_1 \cdot X_2 + ; \quad (38)$$

$$+ 0,03 \cdot X_2 \cdot X_3$$

$$Y_7(\eta) = 0,518 - 0,018 \cdot X_1 - 0,013 \cdot X_2 + 0,11 \cdot X_3 + \quad (39)$$

$$+ 0,018 \cdot X_1 \cdot X_2 + 0,026 \cdot X_2 \cdot X_3$$

Анализ уравнений (33 - 39) подтверждает, что:

– изменение перепада давления  $\Delta p$  влияет на изменение выходных характеристик гидровращателя: крутящий момент  $M_{кр}$ , мощность  $N_n$  и  $N_3$ , а также КПД  $\eta$ ;

– изменение частоты вращения  $n$  влияет на изменение расхода  $Q_{зв}$ , крутящего момента  $M_{кр}$ , мощностей  $N_n$  и  $N_3$ , а также КПД  $\eta$ ;

– изменение площади проходного сечения  $S_{n.c}$  влияет на изменение расхода  $Q_{зв}$ , крутящего момента  $M_{кр}$ , мощностей  $N_n$  и  $N_3$ , а также КПД  $\eta$ .

Определим изменение расхода рабочей жидкости  $Q_{зв}$ , крутящего момента  $M_{кр}$ , полезной  $N_n$  и затрачиваемой  $N_3$  мощностей, объема  $\eta_{об}$ , гидромеханического  $\eta_{z.m}$  и общего  $\eta$  КПД гидровращателя при известных значениях перепада давлений  $\Delta p$ , частоты вращения  $n$  и площади проходного сечения  $S_{n.c}$  с целью получения модели, описывающей работу гидровращателя планетарного типа.

Раскодировав уравнение (33), определим изменение расхода рабочей жидкости гидровращателя планетарного типа ( $Q_{зв} = f(n, S_{n.c})$ )

$$Q_{зв} = 0,21 + 9,4 \cdot n + 0,005 \cdot S_{n.c} - 0,025 \cdot n \cdot S_{n.c}, \quad (40)$$

где  $n$  - частота вращения вала гидровращателя,  $2 < n < 8 \text{ мин}^{-1}$ ;

$S_{n.c}$  - площадь проходного сечения,  $66,7 < S_{n.c} < 108,5 \text{ мм}^2$ .

Раскодировав уравнение (34), определим изменение крутящего момента вала гидровращателя планетарного типа ( $M_{кр} = f(\Delta p, n, S_{n.c})$ )

$$M_{кр} = 5131 \cdot \Delta p - n \cdot (385 - 4,39 \cdot S_{n.c}) - S_{n.c} \cdot (28,5 - 5,15 \cdot \Delta p) - 52428, \quad (41)$$

где  $\Delta p$  - перепад давлений,  $6 < \Delta p < 16 \text{ мин}^{-1}$ .

Раскодировав уравнение (35), определим изменение полезной мощности гидровращателя планетарного типа ( $N_n = f(\Delta p, n, S_{n.c})$ )

$$N_n = 3,58 - \Delta p \cdot (0,25 - 0,061 \cdot n) - S_{n.c} \cdot (0,04 - 0,003 \cdot \Delta p - 0,008 \cdot n). \quad (42)$$

Раскодировав уравнение (36), определим изменение затраченной мощности гидровращателя планетарного типа ( $N_3 = f(\Delta p, n, S_{n.c})$ )

$$N_3 = 3,6 + \Delta p \cdot (0,02 + 0,12 \cdot n) - 0,02 \cdot S_{n.c}. \quad (43)$$

Раскодировав уравнение (37), определим изменение объемного КПД гидровращателя планетарного типа ( $\eta_{об} = f(S_{n.c})$ )

$$\eta_{об} = 1,11 - 0,003 \cdot S_{n.c}. \quad (44)$$

Раскодировав уравнение (38), определим изменение гидромеханического КПД гидровращателя планетарного типа ( $\eta_{z.m} = f(\Delta p, n, S_{n.c})$ )

$$\eta_{z.m} = 0,581 - 0,0025 \cdot \Delta p - n \cdot (0,021 - 0,001 \cdot \Delta p - 0,0005 \cdot S_{n.c}) + 0,002 \cdot S_{n.c}. \quad (45)$$

Раскодировав уравнение (39), определим изменение общего КПД гидровращателя планетарного типа ( $\eta = f(\Delta p, n, S_{n.c})$ )

$$\eta = 0,361 - 0,0024 \cdot \Delta p - n \cdot (0,18 - 0,001 \cdot \Delta p - 0,0004 \cdot S_{n.c}) + 0,003 \cdot S_{n.c}. \quad (46)$$

Для определения зависимости  $M_{кр} = f(Q_{зв}, \Delta p, S_{n.c})$  из уравнения (40) определим изменение частоты вращения  $n = f(Q_{зв}, S_{n.c})$

$$n = \frac{Q_{зв} + 0,05 \cdot S_{n.c} - 0,21}{9,39 - 0,025 \cdot S_{n.c}}. \quad (47)$$

Тогда, с учетом выражения (47), изменение момента на валу гидровращателя ( $M_{кр} = f(Q_{зв}, \Delta p)$ ) имеет вид

$$M_{кр} = 5131 \cdot \Delta p - \frac{(Q_{зв} + 0,05 \cdot S_{n.c} - 0,21) \cdot (385 - 4,39 \cdot S_{n.c})}{9,39 - 0,025 \cdot S_{n.c}} - S_{n.c} \cdot (28,5 - 5,15 \cdot \Delta p) - 52428. \quad (48)$$

Полученные зависимости (40 - 48) описывают работу гидравлического вращателя планетарного типа с учетом его конструктивных особенностей в условиях эксплуатации.

Дисперсия адекватности определяется из выражения [8]

$$s_{ад}^2 = \frac{m}{N-l} \sum_{i=1}^n (\bar{y}_i - \hat{y})^2,$$

где  $l$  – число значимых коэффициентов регрессии;

$$\hat{y} – переменная состояния (расчетная), \hat{y} = \sum_{i=1}^m b_i x_i.$$

Дисперсия адекватности при определении области изменения выходных характеристик серийного гидровращателя:

$$s_{1ад(Q)}^2 = 0,159; s_{2ад(M)}^2 = 268305; s_{5ад(\eta_{об})}^2 = 1,93; s_{6ад(\eta_{z.m})}^2 = 6,9 \cdot 10^{-5}; \\ s_{7ад(\eta)}^2 = 1,2 \cdot 10^{-7}.$$

Так как в уравнениях регрессии (3,4) все коэффициенты регрес-

сии значимы, то модели, описывающие исследуемые процессы, полностью адекватны.

Дисперсия адекватности при определении области изменения выходных характеристик модернизированного гидровращателя:

$$s_{1ad(Q)}^2 = 0,55; s_{2ad(M)}^2 = 803418; s_{5ad(\eta_{\text{об}})}^2 = 1,26; s_{6ad(\eta_m)}^2 = 2,4 \cdot 10^{-4}; \\ s_{7ad(\eta)}^2 = 1,3 \cdot 10^{-4}.$$

Так как в уравнениях регрессии (19,20) все коэффициенты регрессии значимы, то модели, описывающие исследуемые процессы, полностью адекватны.

Дисперсия адекватности при определении влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей на их выходные характеристики:

$$s_{1ad(Q)}^2 = 0,159; s_{2ad(M)}^2 = 268305; s_{3ad(N_n)}^2 = 0,913; s_{4ad(N_s)}^2 = 1,263; \\ s_{5ad(\eta_{\text{об}})}^2 = 3,63 \cdot 10^{-4}; s_{6ad(\eta_m)}^2 = 17,6 \cdot 10^{-4}; s_{7ad(\eta)}^2 = 5,78 \cdot 10^{-4}.$$

Адекватность проведенных экспериментальных исследований проводилась с помощью критериев Фишера. Для расчетных и теоретических критериев Фишера соблюдается неравенство  $F_p < F_T$  ( $f_1 = N - l$ ,  $f_2 = N(m - 1)$ ,  $q = 0,05$ ), где  $F_p = s_{ad}^2 / s_o^2$  при  $s_{ad}^2 > s_o^2$  [8], что подтверждает адекватность проведенных экспериментальных исследований с помощью полнофакторного эксперимента. При  $s_{ad}^2 \leq s_o^2$ , вывод об адекватности делается без проверки условия  $F_p < F_T$ .

*Выводы.* Для определения области изменения выходных характеристик серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа и определения влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа на изменения их выходных характеристик проводился полнофакторный эксперимент с использованием гидравлических вращателей планетарного типа с рабочим объемом  $6300 \text{ см}^3$ . Основными входными (изменяющимися) факторами являлись: перепад давлений рабочей жидкости, частота вращения «вала» гидровращателя. Неизменными факторами являлись: температура рабочей жидкости, кинематическая вязкость рабочей жидкости и тонкость фильтрации рабочей жидкости. В качестве функций откликов выбирались: действительный расход рабочей жидкости, крутящий момент на «валу» гидровращателя, затрачиваемая и полезная мощность гидровращателя, а так же объемный, механический и общий КПД гидровращателя;

Проведенные экспериментальные исследования с использованием методики полнофакторного эксперимента, позволили получить уравнения регрессии, описывающие:



–изменение выходных характеристик серийного гидравлического вращателя планетарного типа в диапазоне изменения перепада давления  $\Delta p = 6,3 \dots 16 \text{ МПа}$  и частоты вращения  $n = 2 \dots 8 \text{ мин}^{-1}$ , а также изменение выходных характеристик модернизированного гидравлического вращателя планетарного типа в диапазоне изменения перепада давления  $\Delta p = 8 \dots 20 \text{ МПа}$  и частоты вращения  $n = 3 \dots 12 \text{ мин}^{-1}$ ;

– изменение влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа на изменения их выходных характеристик в диапазоне изменения перепада давления  $\Delta p = 6 \dots 16 \text{ МПа}$  и частоты вращения  $n = 2 \dots 8 \text{ мин}^{-1}$ .

В результате проведенных теоретических и экспериментальных исследований установлено, что полученные математические модели адекватно описывают взаимосвязь функциональных и геометрических параметров гидровращателя планетарного типа, работающего в составе гидроагрегата, с вероятностью  $\alpha = 0,95$ .

#### Литература:

1. *Панченко А.И.* Основные направления гидрофикации мобильной техники / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, Ю.П. Обернихин* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2013. – Вип. 13, т.6. – С. 3-19.
2. *Панченко А.И.* Математическая модель насосной станции с приводным двигателем / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2013. – Вип. 13, т.6. – С. 45-61.
3. *Панченко А.И.* Математическая модель высокомоментного гидромотора с упруго-инерционной нагрузкой / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, А.И. Засядько* // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – 2014.– Vol. 16, No,5. – P. 293-298.
4. *Панченко А.И.* Математическая модель рабочих процессов гидравлического вращателя планетарного типа в составе гидроагрегата / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко* // Промислова гідрравліка і пневматика. – 2014. – №1 (43). – С. 29-41.
5. *Волошина А.А.* Параметрические исследования вытеснительной и распределительной систем гидравлического вращателя планетарного типа / *А.А. Волошина* // Науковий вісник ТДАТУ [Електронний ресурс]. – Мелітополь: ТДАТУ, 2014. – Вип.4, т.1.– С. 30-40.
6. *Волошина А.А.* Начальные условия моделирования работы гидравлического вращателя планетарного типа / *А.А. Волошина* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2014. – Вип. 14, т.4. – С. 81-94.
7. *Волошина А.А.* Обоснование начальных условий моделирования работы гидровращателя планетарного типа в составе гидроагрегата / *А.А. Волошина* // Науковий вісник ТДАТУ [Електронний ресурс]. – Мелітополь: ТДАТУ, 2014. – Вип.4, т. 1.– С. 76-87.
8. *Мальцев П.М.* Основы научных исследований // *П.М. Мальцев, Н.А. Емельянова.* – Киев: Вища школа, 1982. – 192 с.

9. *Панченко А.И.* Сравнительные стендовые исследования работоспособности серийного и модернизированного гидромоторов / *А.И. Панченко, С.В. Кюрчев, П.В. Обернихин, Д.С. Титов* // *Праці ТДАТА.* – Мелітополь, 2006. – Вип. 36. – С. 81-94.

## **ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ОБЛАСТІ ЗМІНИ ВИХІДНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГІДРАВЛІЧНИХ ОБЕРТАЧІВ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПУ**

Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А.

*Анотація* – робота присвячена проведенню повнофакторного експерименту з метою отримання рівнянь регресії, що описують зміну вихідних характеристик серійного і модернізованого гідролічних обертачів планетарного типу в заданому діапазоні зміни їх геометричних і функціональних параметрів.

## **EXPERIMENTAL RESEARCH OF THE AREA OF CHANGE OF OUTPUT CHARACTERISTICS OF PLANETARY HYDRAULIC ROTATORS**

A. Panchenko, A. Voloshina, I. Panchenko

### *Summary*

An article is dedicated to carrying out of the full factor analysis to obtain regression equations. They describe the change of output characteristics of conventional and upgraded planetary hydraulic rotators. The output characteristics are changed in a specified range of their geometric and functional parameters.