



DOI: 10.31388/2220-8674-2022-1-1

УДК 621.225.001.4

А. І. Панченко<sup>1</sup>, д.т.н. проф.

ORCID: 0000-0002-1230-1463

А. А. Волошина<sup>1</sup>, д.т.н. проф.

ORCID 0000-0003-4052-2674

І. А. Панченко<sup>1</sup>, інженер

ORCID: 0000-0003-2150-4278

А. А. Волошин<sup>2</sup>, інженер<sup>1</sup>Таврійський державний агротехнологічний університет  
імені Дмитра Моторного<sup>2</sup>Мелітопольський фаховий коледж ТДАТУ

e-mail: voloshinaa2012@gmail.com, тел.: (097)5262603

## ВПЛИВ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ РОЗПОДІЛЬНОЇ СИСТЕМИ ПЛАНЕТАРНОГО ГІДРОМОТОРУ НА ЗМІНУ ЙОГО ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ

*Анотація.* Для приводу активних робочих органів та ходових систем самохідної техніки найчастіше застосовуються високомоментні низькооборотні гідромотори героторного, орбітального та планетарного виконання. Одним з основних вузлів, що зумовлюють зниження функціональних параметрів гідромоторів є система розподілу робочої рідини, яка створює гідравлічне поле, що обертається. Гідравлічне поле необхідне для руху внутрішнього ротора зазначених гідромашин. Експериментальні стендові дослідження проводилися на серійному та модернізованому гідромоторах серії PRG-22 із робочим об'ємом 160 см<sup>3</sup>. Модернізація гідромотора полягала у зміні геометричних та функціональних параметрів рухомого та нерухомого розподільників. Внаслідок проведених досліджень розроблено експериментальний стенд для проведення випробувань гідромоторів. Розроблено методику проведення експериментальних досліджень уніфікованого ряду планетарних гідромоторів. Встановлено, що підвищення пропускної здатності гідромотора з модернізованою розподільною системою дозволяє підвищити гідромеханічний ККД модернізованого гідромотора на 11...14 %, об'ємний – на 2...4 %, а загальний – на 7...9 %. Дослідженнями зміни функціональних параметрів планетарного гідромотора встановлено, що в діапазоні частот обертання 75...550 хв<sup>-1</sup> крутний момент, що розвивається серійним гідромотором, становить 300...325 Н·м і змінюється незначно (у межах 8 %), що є ознакою жорсткої характеристики даного гідромотора. Стабільність крутного моменту (в межах 1,5 %), що розвивається модернізованим гідромотором



370...375 Н·м у діапазоні частот обертання  $75...450 \text{ хв}^{-1}$  підтверджує його жорстку характеристику.

*Ключові слова:* експериментальні дослідження, планетарний гідромотор, розподільна система, коефіцієнт корисної дії, крутний момент, частота обертання валу, витрата робочої рідини.

*Постановка проблеми.* Для приводу активних робочих органів та ходових систем дорожньої, будівельної, сільськогосподарської та іншої самохідної техніки найчастіше використовуються високомоментні низькобортні гідравлічні двигуни героторного [1, 2], орбітального [3] та планетарного [4] виконання. Одним з основних вузлів, що зумовлюють зниження функціональних параметрів гідромоторів є система розподілу робочої рідини, яка створює гідравлічне поле, що обертається. Гідравлічне поле необхідне для руху внутрішнього ротора зазначених гідромашин [5, 6]. Основним недоліком розподільної системи є коливання потоку робочої рідини, що підводиться до гідромотора, які спричинені нерівномірністю її пропускної здатності [6].

Під пропускною здатністю розподільної системи планетарного гідромотора розуміється сумарна площа перекриття робочих вікон. Нераціональне проектування елементів розподільної системи призводить до коливань площі перекриття та зміни функціональних параметрів гідромотора в цілому, що підтверджується параметричними дослідженнями [5, 6]. У зв'язку з цим, проведення експериментальних досліджень планетарних гідромоторів з метою визначення впливу конструктивних особливостей їх розподільних систем на зміну функціональних параметрів планетарних гідромоторів є актуальним завданням.

*Аналіз останніх досліджень.* Розроблено методику проектування гідравлічних мехатронних систем з елементами багатокритеріальної оптимізації, що дозволяє проектувати мехатронну систему із заданими вихідними характеристиками [7]. Запропоновано динамічну модель приводу [8]. Досліджено динамічні процеси, що відбуваються в мехатронних системах із планетарними гідромоторами, з метою прогнозування зміни їх вихідних характеристик [9]. Отримано рівняння регресії, що описують зміну вихідних характеристик гідромотора в процесі експлуатації при заданому діапазоні зміни його робочих параметрів [9]. Запропоновано методику проведення експериментальних досліджень та побудови регулювальних характеристик [10]. Експериментальні дослідження мехатронних систем із об'ємними гідравлічними машинами не розглядалися.

Встановлено умови статичної рівноваги мобільного комплексу [13]. Запропоновано інженерну методику визначення радіальної



податливості, яка враховує радіальний зазор та контактні деформації деталей [11]. За допомогою нелінійних моделей та методу аналізу поверхні відгуку обґрунтовано параметри тонкостінних конструкцій [12], проведено дослідження, що дозволяють розробити адекватні моделі для аналізу реакції тонкостінних конструкцій на дію навантаження [13]. Розглянуто залежності контактного тиску від зовнішніх сил, що на них діють [14], визначено розподіл контактних тисків [15], встановлено закономірності розподілу контактного тиску [16], досліджено знос проточної частини вихрекамерних нагнітачів [17]. Розглянуто питання підвищення контактної витривалості поверхневого шару зубів шестерень [18], досліджено умови виникнення кавітації в зазорах елементів конструкцій аксіально-поршневих гідромашин [19] та в зубчастих передачах [20], розроблено методику [21] та методи [22] моделювання зубчастих уточнено математичну модель робочого процесу [23], проведено аналіз пульсацій подачі рідини шестеренним насосом [24], досліджено динаміки рідини в поршневих парах об'ємних гідромашин [25]. Питання, пов'язані з дослідженнями в галузі проектування та експлуатації гідромашин із циклоїдальною формою роторів, не розглядалися.

Відомо [1, 3, 7, 9], що в мехатронних системах з гідравлічним приводом в основному застосовуються героторні [1, 2], орбітальні [3, 5] та планетарні [4, 6] гідромашини з циклоїдальною формою роторів. Запропоновано теоретичний метод для прогнозування характеристик пускового моменту орбітально-поршневих двигунів з постійною різницею [26]. Проведено експерименти, що підтверджують теоретичну модель [27]. Проведено чисельне моделювання, що імітує ту саму конфігурацію та прогнозовані глибини зношування, що потім порівнюється з експериментальними результатами досліджень [28]. Реалізовано метод визначення надійності гідромотора шляхом моделювання змін технічного стану внутрішнього та зовнішнього роторів [29]. Виконано аналіз продуктивності орбітального двигуна та проведено експериментальні дослідження [30]. Проведено комплексні дослідження гідростатичної установки з малою швидкістю обертання орбітального ротора в системі гідростатичної трансмісії. Використовуючи фактичні параметричні значення, загальна динамічна модель підтверджена експериментально [31]. Питання, пов'язані з експериментальними дослідженнями планетарних гідромашин, не розглядалися.

Запропоновано розрахункові формули та проведено порівняльну оцінку за критерієм поперечного перерізу каналу гідравлічної машини з планетарним ротором із центральним зубчастим колесом у формі хвилі та плаваючими сателітами [32]. Проведено систематизацію та



порівняльний аналіз схем механізмів планетарних роторних гідравлічних машин [33]. Досліджено кавітаційні явища, що виникають у зоні розподілу робочої рідини [34]. Проведено огляд перспективних методів отримання та застосування в трибології наночастинок вуглецю [35] наведено результати випробувань трибосистем при використанні рідкокристалічних присадок [36], розглянуто експериментальні дослідження, що враховують вплив електростатичного поля на робочу рідину об'ємного гідроприводу [37]. Визначено значення втрат тиску, витрати та розподілу швидкості по перерізу трубопроводу у прямому ділянці та в повороті [38]. Подано порівняння використання моделі турбулентності SST з урахуванням кривизни ліній струму та обертання потоку [39], розглянуто застосування підходу RANS з використанням скоригованої моделі турбулентності SST, що дозволяє визначити всі основні характеристики вихрового потоку [40]. Запропоновано 3D модель, що враховує обсяг робочої рідини, що динамічно змінюється, в робочих камерах [41], наведені математичні вирази для оцінки витрати робочої рідини [42] в героторних гідромашинах. Необхідно відзначити, що робота роторів героторного насоса принципово відрізняється від роботи роторів планетарного (орбітального) гідромотора. Для функціонування планетарного гідромотора необхідно гідравлічне поле робочої рідини, що обертається, створюване розподільною системою [6]. Циклічність обертання гідравлічного поля залежить від кількості робочих камер, утворених зовнішнім та внутрішнім роторами та характеризується кінематичною схемою розподільної системи [6]. Обґрунтовано кінематичні схеми розподільних систем планетарних гідромоторів [6], розроблено методику зміщення розподільних вікон рухомого розподільника, що дозволяє знизити коливання потоку робочої рідини (пропускної здатності), і як наслідок, покращити вихідні характеристики планетарного гідромотора. Експериментальні дослідження впливу конструктивних особливостей розподільної системи на функціональні параметри планетарного гідромотора не проводились.

При виконанні параметричних досліджень впливу конструктивних особливостей розподільної системи планетарного гідромотора було прийнято низку припущень та обмежень [4, 6, 9]. У зв'язку з цим, проведення порівняльних експериментальних досліджень гідромоторів із серійною та модернізованою розподільними системами є одним із найважливіших та найактуальніших завдань.

*Формування мети статті.* Підвищення ефективності роботи планетарних гідромоторів для приводу активних робочих органів та ходових систем самохідної техніки шляхом проведення експериментальних досліджень впливу конструктивних особливостей розподільної системи серійного та модернізованого планетарних



гідромоторів на їх функціональні параметри.

Для виконання поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

– розробити стенд для проведення випробувань високомоментних низькооборотних гідромоторів планетарного типу;

– розробити методику проведення експериментальних досліджень впливу конструктивних особливостей розподільної системи планетарного гідромотора на зміну його функціональних параметрів;

– дослідити вплив конструктивних особливостей розподільної системи планетарного гідромотора на зміну його функціональних параметрів.

*Основна частина.* Проведені раніше параметричні дослідження [4, 6, 9] визначення впливу конструктивних особливостей розподільної системи планетарного гідромотора на зміну його функціональних параметрів пов'язані з низкою припущень і обмежень. Тому, з метою підтвердження та коригування отриманих раніше результатів параметричних досліджень, необхідно провести порівняльні стендові випробування планетарних гідромоторів із серійною та модернізованою розподільними системами.

Розроблений стенд для проведення стендових випробувань планетарних гідромоторів (рис. 1, а) складається з чотирьох основних вузлів: насосної станції (рис. 1, б), навантажувального пристрою (рис. 1, в), вузла вимірювання витрати і зміни напрямку потоку робочої рідини (рис. 1, г) та пульта управління (рис. 1, д). Цей стенд дозволяє проводити випробування сімейства уніфікованих рядів планетарних гідромоторів потужністю 6,5; 11; 22 та 33 кВт, відповідно.

Насосна станція складається (рис. 1, б) з рами, на якій розміщений бак для робочої рідини з термометром, аксіально-поршневого регульованого насосу робочим об'ємом  $89 \text{ см}^3$  з приводним електродвигуном, насосу підживлення та трьох запобіжних (переливних) клапанів. Для кондиціонування робочої рідини на насосній станції розміщені два фільтри тонкого очищення, два теплообмінники, два манометри та запірні вентиля.

Навантажувальний пристрій (рис. 1, в) призначений для імітації навантаження на вал гідромотора шляхом його гальмування та являє собою порошкове гальмо, розміщене на рамі спільно з випробуваним гідромотором. При вимірюванні функціональних параметрів випробуваного гідромотора використовуються два манометри для контролю тиску та тахометр з датчиком імпульсів для визначення кутової швидкості.



а



б



в



г



д

а – загальний вигляд; б – насосна станція; в – навантажувальний пристрій; г – вузол вимірювання витрати та зміни напрямку потоку робочої рідини; д – пульт управління

Рисунок 1. Експериментальний стенд щодо випробувань планетарних гідромоторів

Вузол вимірювання витрати та зміни напрямку потоку робочої рідини (рис. 1, г) призначений для вимірювання кількості робочої



рідини, що проходить через гідромотор та для реверсивного включення гідромоторів при випробуваннях. Він складається з рами, на якій розміщені два розподільники з електроуправлінням, два таровані аксіально-поршневі гідромотори з тахометрами і датчиками імпульсів з дисками та два фільтри тонкого очищення.

Пульт управління (рис. 1, д) призначений для керування за відповідним алгоритмом електричними елементами стенду: приводними електродвигунами, розподільниками потоку, тахометрами, порошковими гальмами тощо.

Експериментальні стендові дослідження проводилися на серійному та модернізованому гідромоторах серії PRG-22 із робочим об'ємом  $160 \text{ см}^3$ . Модернізація гідромотора полягала у зміні геометричних параметрів рухомого та нерухомого розподільників, інші деталі гідромотора залишалися серійними. Дослідження проводилися для планетарних гідромоторів із кінематичною схемою розподільної системи 7/6 [6]. Кількість розподільних вікон рухомого розподільника дорівнює 12 (6 робочих та 6 розвантажувальних вікон), а кількість розподільних вікон нерухомого розподільника дорівнює 14 (7 вікон нагнітання та 7 вікон зливу). У серійній розподільній системі використовуються 3 розвантажувальні вікна як додаткові робочі, а зазор між вікнами рухомого і нерухомого розподільників становить  $0^\circ 51'$ . У модернізованій розподільній системі гідромотора використовуються 2 розвантажувальні вікна як додаткові робочі, а зазор між розподільними вікнами дорівнює  $0^\circ$  [4]. Пропускна здатність розподільних систем гідромоторів визначалася сумарною площею прохідного перерізу робочих вікон. Для серійного гідромотора площа прохідного перерізу коливається у межах  $222 \dots 226 \text{ мм}^2$ , середня площа становить  $223 \text{ мм}^2$ , для модернізованого – площа прохідного перерізу постійна та дорівнює  $226 \text{ мм}^2$ .

Необхідне значення витрати робочої рідини через гідромотор дорівнює 50, 70, 90 і 110  $\text{л/хв}$ , відповідно, встановлювалося за допомогою регульованого насоса при роботі випробуваного гідромотора на холостому ході (без навантаження). Необхідне навантаження задавалося за допомогою гальмівного пристрою випробувального стенду в діапазоні  $25 \dots 400 \text{ Н}\cdot\text{м}$  з кроком  $25 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

Основними факторами, що визначають зміну функціональних параметрів планетарного гідромотора є: частота обертання, різниця тиску та зазор між розподільними вікнами рухомого та нерухомого розподільників [4, 6, 9]. Дослідження зміни функціональних параметрів серійного та модернізованого гідромоторів оцінювалося за результатами порівняльних випробувань цих гідромоторів (табл. 1).



Таблиця 1

Результати експериментальних досліджень гідромотора із серійною та модернізованою розподільними системами

$n, \text{хв}^{-1}$	$Q, \text{л/хв}$	$\Delta p, \text{МПа}$	$M, \text{Н}\cdot\text{м}$	$\eta_{\text{зм}}$	$\eta_{\text{об}}$	$\eta$
<b>серійний гідромотор</b>						
<i><math>\Delta p = 8 \text{ МПа}</math></i>						
61	10,56	8,24	181	0,872	0,913	0,796
147	25,29	7,71	174	0,897	0,918	0,823
302	51,002	7,83	180	0,913	0,936	0,855
449	76,18	7,88	174	0,878	0,931	0,817
604	103,82	7,74	160	0,821	0,919	0,754
776	135,08	7,48	132	0,702	0,908	0,637
<i><math>\Delta p = 16 \text{ МПа}</math></i>						
62	10,78	15,7	330	0,834	0,909	0,758
151	26,14	15,45	331	0,851	0,913	0,777
298	50,68	15,47	334	0,858	0,929	0,797
452	77,57	15,63	338	0,859	0,921	0,791
601	103,93	15,54	329	0,841	0,914	0,769
775	135,19	15,16	287	0,752	0,906	0,681
<i><math>\Delta p = 20 \text{ МПа}</math></i>						
58	10,14	19,41	395	0,809	0,904	0,731
150	25,93	19,52	406	0,826	0,914	0,755
301	51,64	19,1	411	0,855	0,921	0,787
449	77,14	19,15	408	0,847	0,919	0,788
598	103,71	19,32	401	0,825	0,911	0,752
779	135,94	18,88	349	0,734	0,905	0,664
<b>модернізований гідромотор</b>						
<i><math>\Delta p = 8 \text{ МПа}</math></i>						
62	10,35	8,08	191	0,94	0,946	0,889
152	25,07	7,9	190	0,955	0,958	0,915
303	49,83	7,88	189	0,953	0,961	0,916
452	74,48	7,63	180	0,938	0,959	0,899
601	99,23	8,04	178	0,878	0,957	0,84
774	129	7,62	145	0,756	0,948	0,717
<i><math>\Delta p = 16 \text{ МПа}</math></i>						
60	10,14	15,39	358	0,925	0,935	0,865
150	25,07	15,5	362	0,928	0,945	0,877
298	49,19	15,62	368	0,936	0,958	0,897
448	74,16	15,13	354	0,929	0,954	0,886
597	99,23	15,74	360	0,909	0,951	0,865
778	129,75	15,52	302	0,773	0,947	0,732
<i><math>\Delta p = 20 \text{ МПа}</math></i>						
61	10,35	19,36	445	0,913	0,933	0,852
149	25,07	19,17	442	0,916	0,939	0,86
301	49,83	19,44	453	0,926	0,954	0,883
449	74,48	19,19	447	0,925	0,952	0,881
598	99,66	19,08	438	0,912	0,948	0,865
776	129,64	19,09	382	0,795	0,946	0,752





Механічний, об'ємний та загальний ККД випробуваних гідромоторів визначався згідно зі стандартною методикою за результатами вимірювання перепаду тиску, крутного моменту, частоти обертання валу гідромотора та витрати робочої рідини.

В результаті проведених експериментальних досліджень визначено залежність ККД випробуваних гідромоторів від частоти обертання його валу (рис. 2-4, табл. 1). Встановлено, що характер закономірностей зміни ККД серійного та модернізованого гідромоторів у всьому діапазоні зміни частот обертання аналогічний.

Аналіз наведених залежностей показує (рис. 2-4, табл. 1), що:

– ККД гідромотора зростає при зміні частоти обертання в діапазоні  $10...450 \text{ хв}^{-1}$ , а при зміні частоти обертання в діапазоні  $600...780 \text{ хв}^{-1}$  стрімко падає;

– зі зміною перепаду тиску  $\Delta p$  (в діапазоні  $16...20 \text{ МПа}$ ) гідромеханічний  $\eta_{гм}$  (рис. 2, б, в), об'ємний  $\eta_{об}$  (рис. 3, б, в) та загальний  $\eta$  (рис. 4, б, в) ККД практично не змінюються.

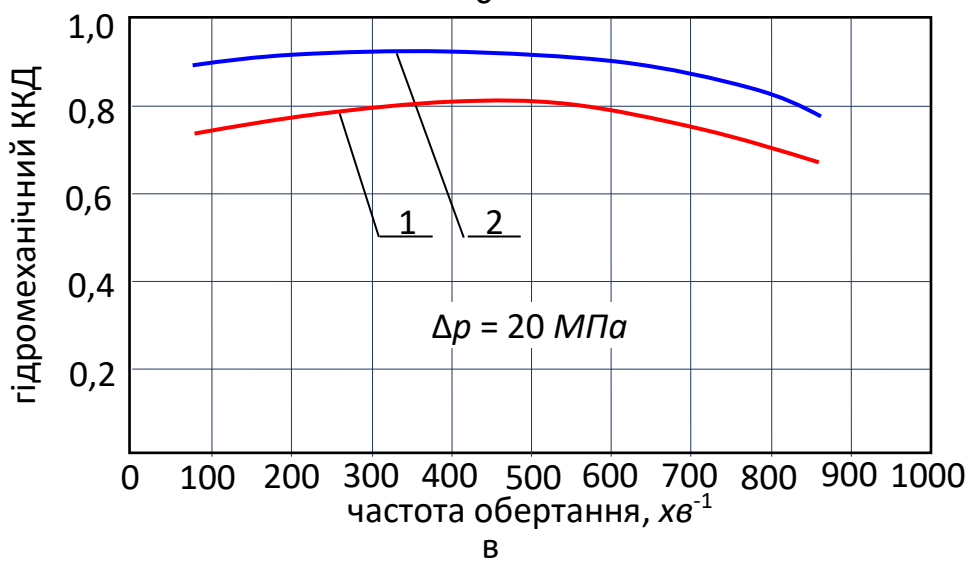
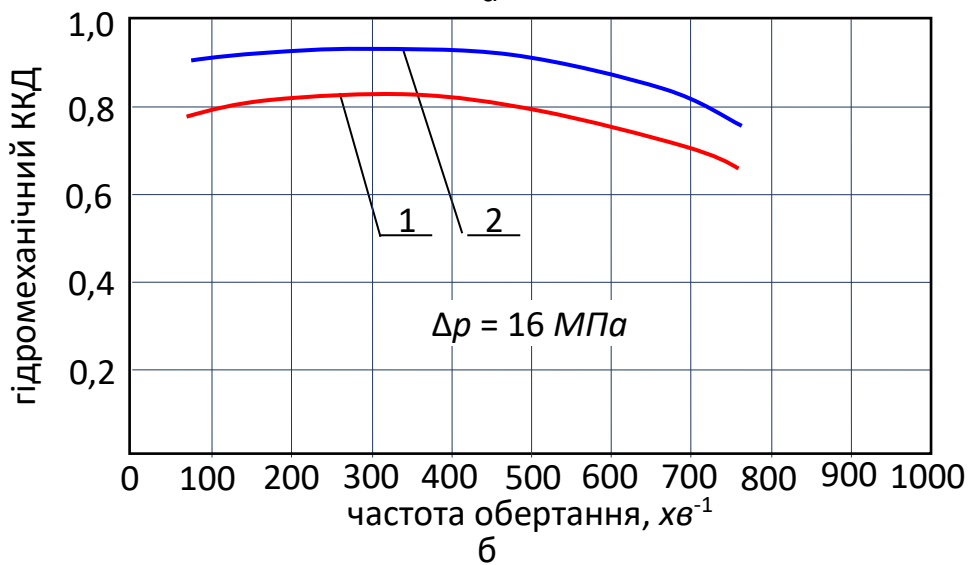
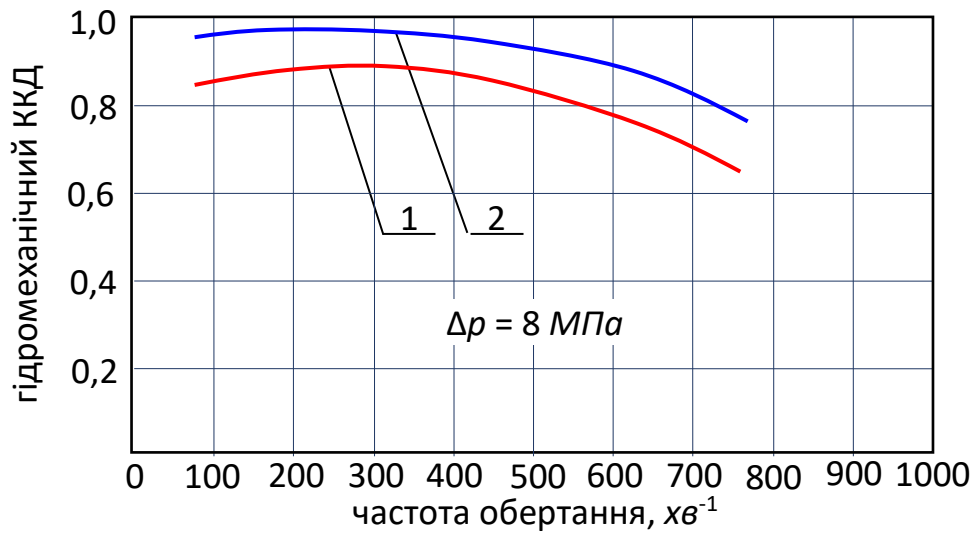
При збільшенні частоти обертання валу гідромотора до  $300 \text{ хв}^{-1}$  гідромеханічний ККД (рис. 2, б) обох гідромоторів зростає, приймаючи значення  $0,75...0,81$  для серійного (крива 1) та  $0,89...0,92$  для модернізованого (крива 2) гідромоторів. Максимальне значення гідромеханічного ККД знаходиться в діапазоні частот обертання його валу  $150...450 \text{ хв}^{-1}$ . Збільшення частоти обертання валу гідромотора до  $670 \text{ хв}^{-1}$  призводить до значного зменшення його гідромеханічного ККД до значень  $0,65$  для серійного та  $0,75$  для модернізованого гідромоторів. Гідромеханічний ККД гідромотора з модернізованою розподільною системою на  $11...14\%$  вище, ніж у гідромотора із серійною розподільною системою (рис. 2).

Об'ємний ККД гідромотора (рис. 3, б) з модернізованою розподільною системою (крива 2) на  $2...4\%$  вище, ніж у гідромотора з серійною розподільною системою (крива 1) і в усьому діапазоні зміни частот обертання залишається практично незмінним.

Зміни загального ККД від частоти обертання (рис. 4, б) має такий же характер, як і залежності гідромеханічного ККД (рис. 2 б), що пояснюється малими об'ємними втратами. Загальний ККД гідромотора з модернізованою розподільною системою (крива 2) на  $7...9\%$  вище, ніж у гідромотора із серійною розподільною системою (крива 1).

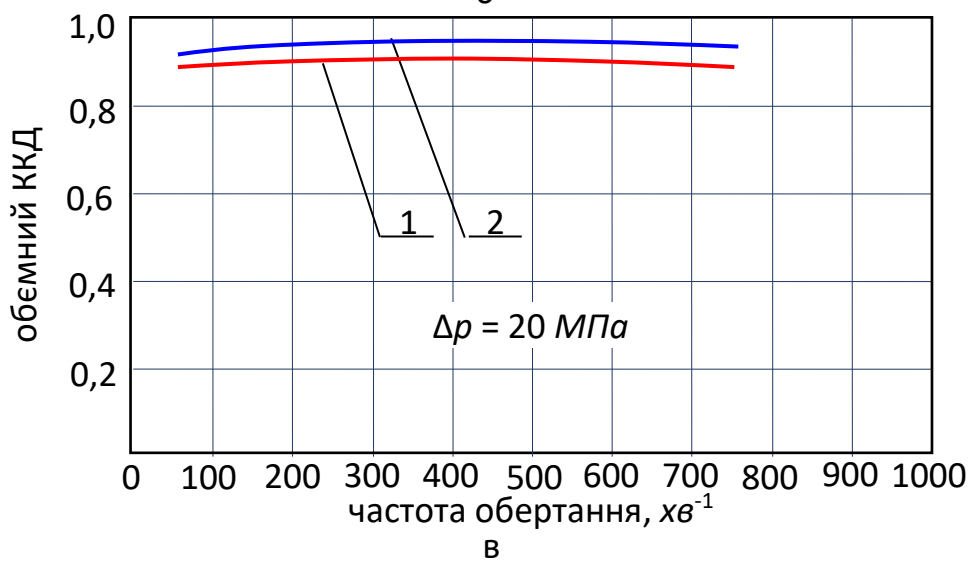
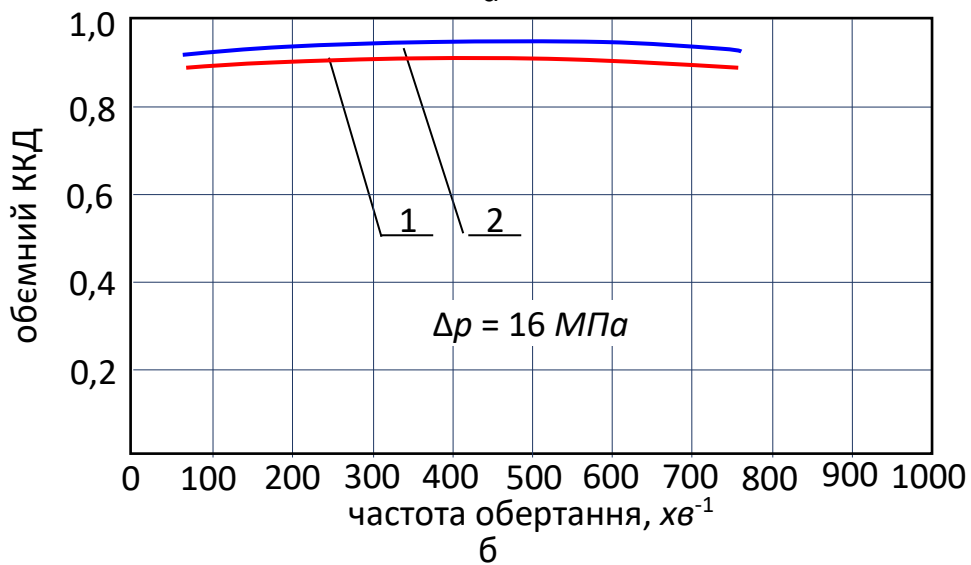
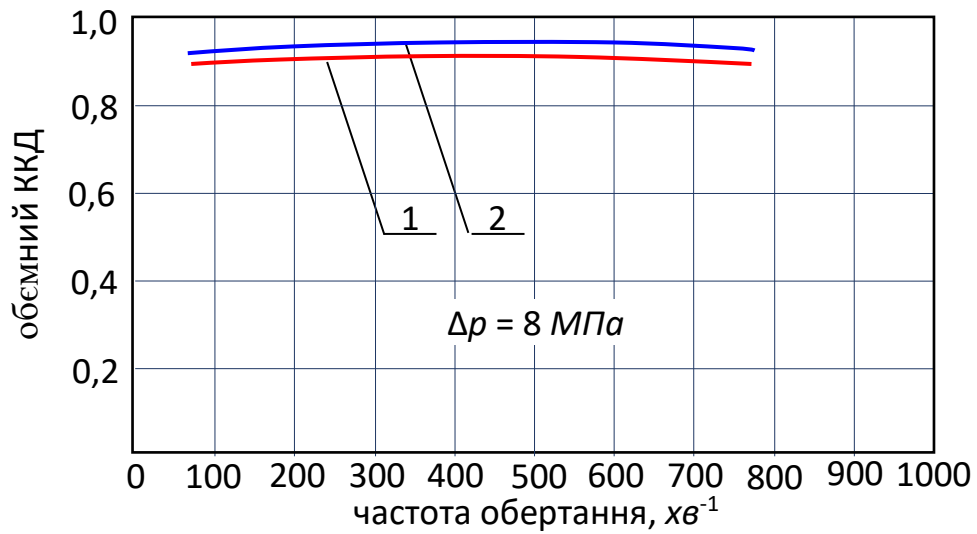
Збільшення значень гідромеханічного, об'ємного та загального ККД модернізованого гідромотора пояснюється збільшенням пропускної здатності його розподільної системи.

Аналіз залежності моменту  $M$  від частоти обертання  $n$  при різних значеннях перепаду тиску  $\Delta p$  серійного та модернізованого гідромоторів показує (рис. 5), що:



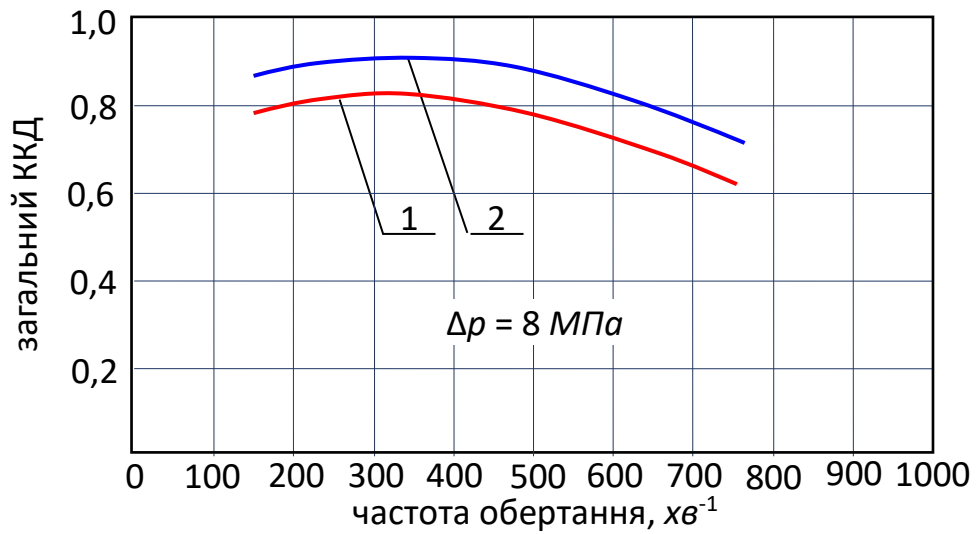
1 – серійний гідромотор; 2 – модернізований гідромотор

Рисунок 2. Залежність гідромеханічного ККД від частоти обертання вихідного валу планетарного гідромотора

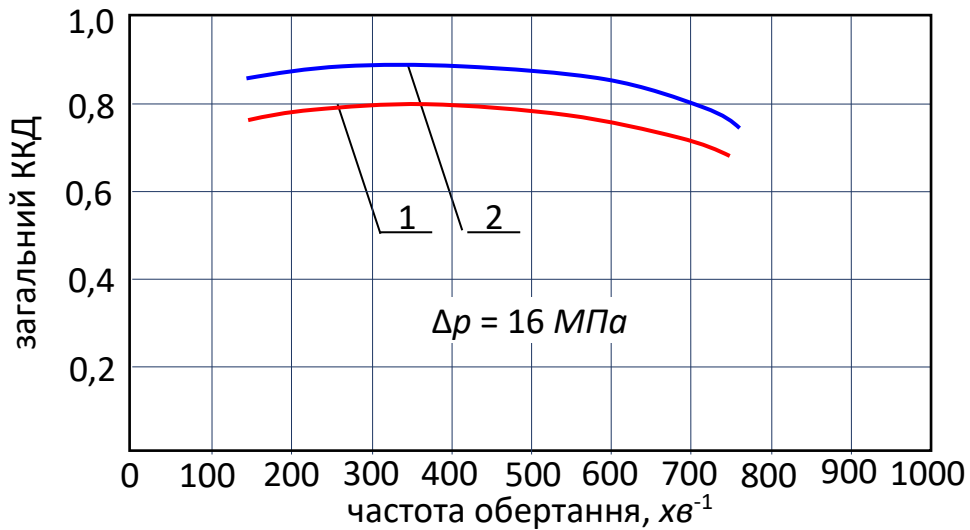


1 – серійний гідромотор; 2 – модернізований гідромотор

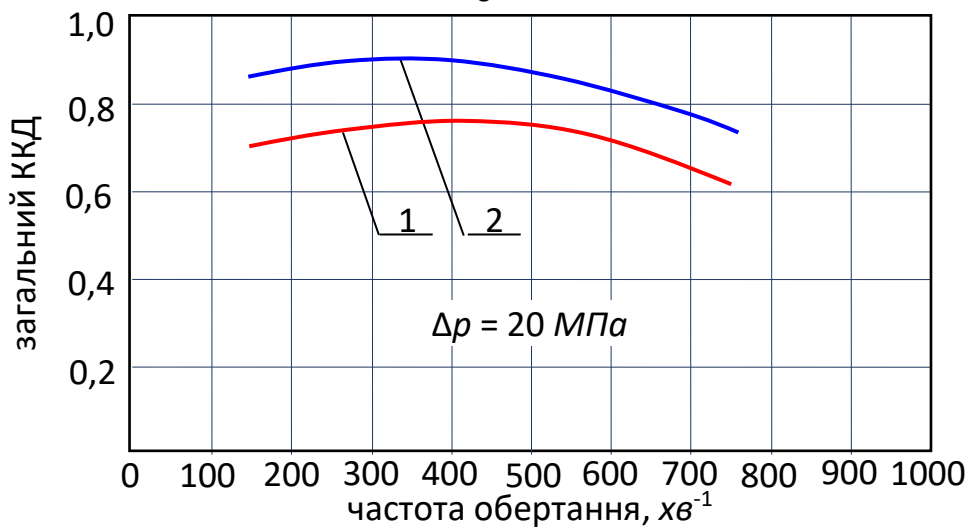
Рисунок 3. Залежність об'ємного ККД від частоти обертання вихідного валу планетарного гідромотора



а



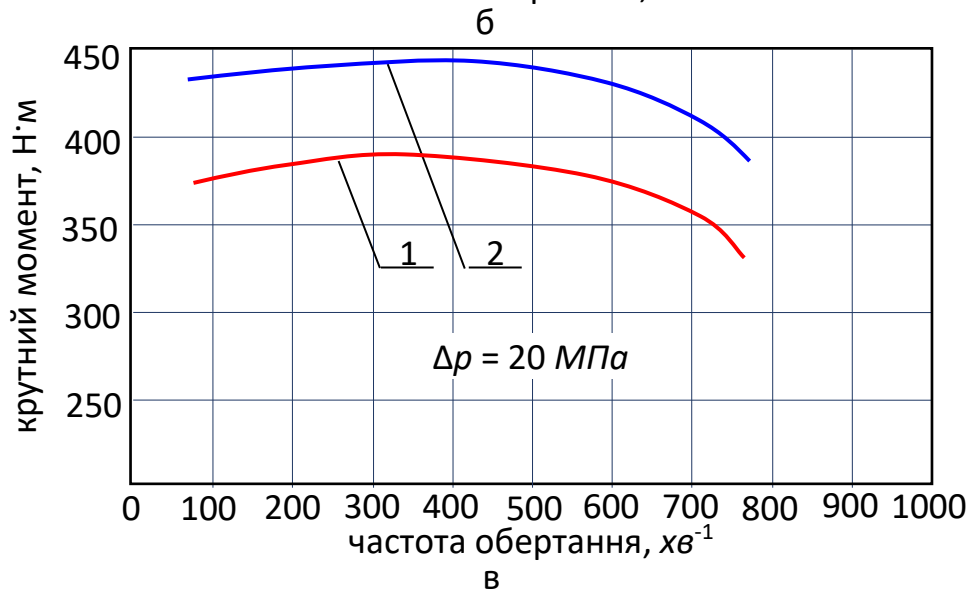
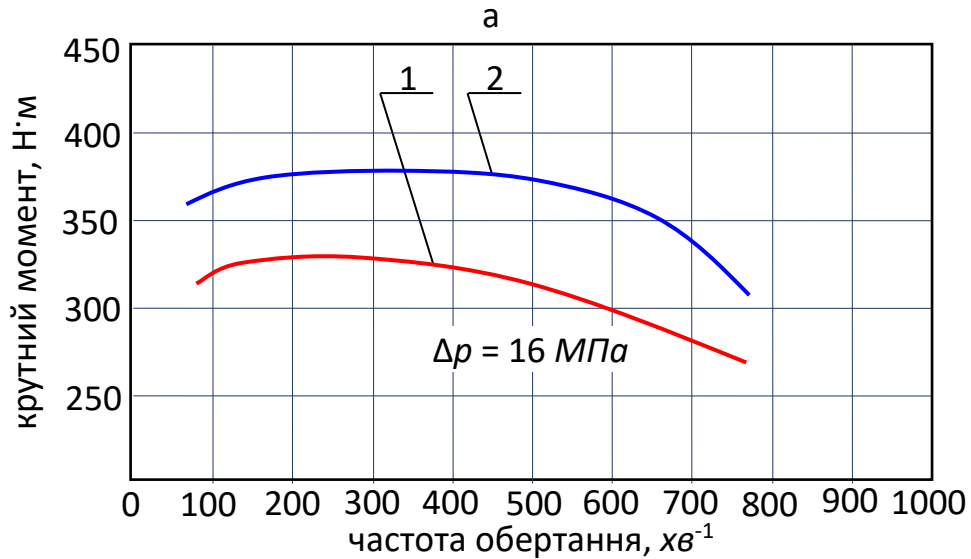
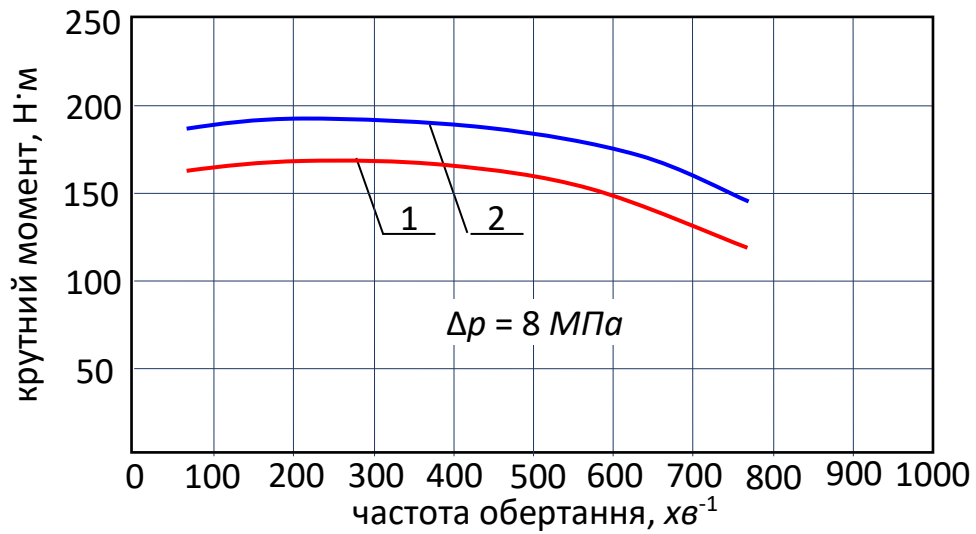
б



в

1 – серійний гідромотор; 2 – модернізований гідромотор

Рисунок 4. Залежність загального ККД від частоти обертання вихідного валу планетарного гідромотора



1 – серійний гідромотор; 2 – модернізований гідромотор

Рисунок 5. Залежність крутного моменту від частоти обертання вихідного валу планетарного гідромотора



- зі збільшенням перепаду тиску до максимального значення ( $\Delta p = 20 \text{ МПа}$ ) крутний момент зростає;
- так як крутний момент залежить як від перепаду тиску, так і від гідромеханічного ККД, то залежності крутного моменту (рис. 5) носять характер, аналогічний залежностям гідромеханічного ККД (рис. 2);
- при зміні частоти обертання в діапазоні  $600 \dots 780 \text{ хв}^{-1}$  значення крутного моменту стрімко падають.

Дослідженнями зміни функціональних параметрів планетарного гідромотора встановлено, що характер зміни крутного моменту залежно від частоти обертання (рис. 5) для серійного і модернізованого гідромоторів аналогічні. У діапазоні зміни частот обертання  $75 \dots 550 \text{ хв}^{-1}$  крутний момент, що розвивається серійним гідромотором, становить  $300 \dots 325 \text{ Н}\cdot\text{м}$  (рис. 5, б – крива 1) та змінюється незначно (у межах 8%), що є ознакою жорсткої характеристики даного гідромотора. Стабільність крутного моменту (в межах 1,5%), що розвивається модернізованим гідромотором в межах  $370 \dots 375 \text{ Н}\cdot\text{м}$  (рис. 5, б – крива 2) у діапазоні зміни частот обертання  $75 \dots 450 \text{ хв}^{-1}$  підтверджує його жорстку характеристику. Під жорсткістю характеристики гідромотора розуміється його здатність забезпечувати стабільні показання крутного моменту у великому діапазоні зміни частоти обертання, особливо при низьких оборотах.

Підвищена стабільність крутного моменту, що розвивається модернізованим гідромотором і збільшене на 14% абсолютне значення крутного моменту пояснюється раціональним проектуванням конструкції елементів розподільної системи модернізованого гідромотора.

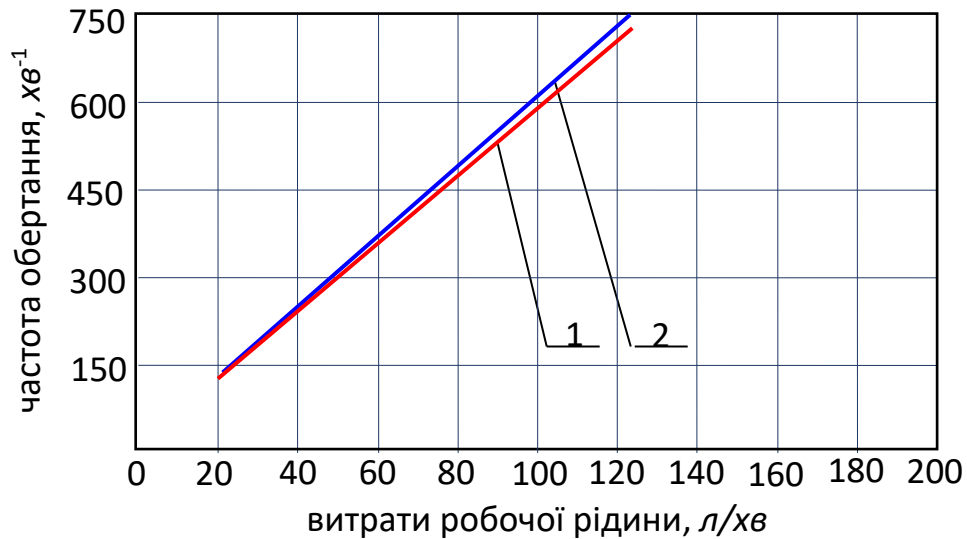
Аналіз залежності зміни частоти обертання вала гідромотора від витрати робочої рідини (рис. 6) показує, що ці параметри як для серійного (крива 1), так і для модернізованого (крива 2) гідромоторів знаходяться в лінійній залежності та зі збільшенням витрати робочої рідини збільшуються. Модернізація розподільної системи майже не впливає на зміну розглянутих залежностей.

Аналіз залежності зміни частоти обертання від перепаду тиску при різних значеннях витрати робочої рідини показує (рис. 7), що при тому самому значенні витрати робочої рідини зі збільшенням перепаду тиску частота обертання не змінюється, як для серійного (криві 1) так і для модернізованого гідромоторів (криві 2).

Таким чином, дослідженнями впливу конструктивних особливостей розподільної системи планетарного гідромотора на зміну його функціональних параметрів встановлено, що усунення пульсації потоку робочої рідини та підвищення пропускної здатності планетарного гідромотора з модернізованою розподільною системою

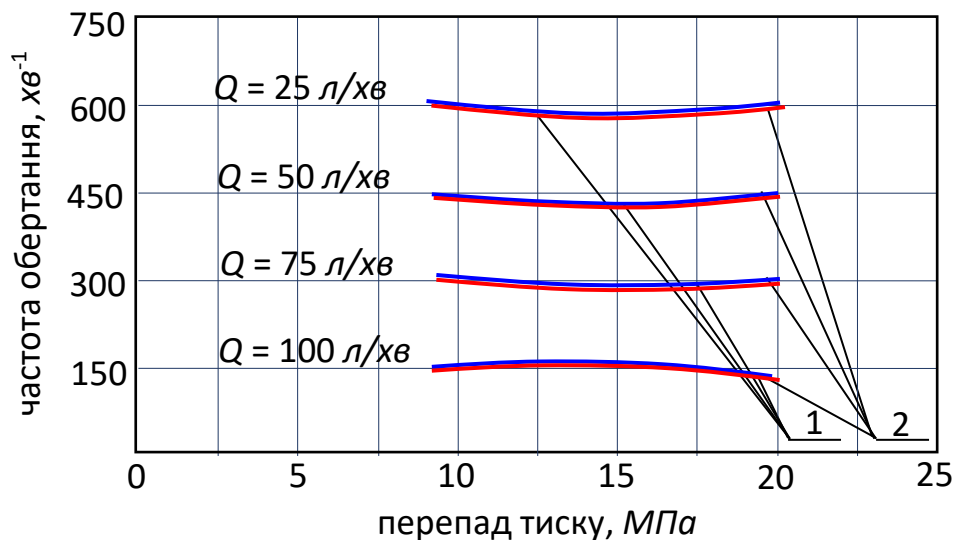


дозволяє підвищити гідромеханічний ККД модернізованого гідромотора на 11...14%, об'ємний – на 2... 4%, а загальний – на 7...9%. Також необхідно відзначити, що модернізація розподільної системи майже не впливає на зміну частоти обертання від витрати робочої рідини та частоти обертання від перепаду тиску.



1 – серійний гідромотор; 2 – модернізований гідромотор

Рисунок 6. Залежність частоти обертання від витрати робочої рідини



1 – серійний гідромотор; 2 – модернізований гідромотор

Рисунок 7. Залежність частоти обертання від перепаду тиску

**Висновок.** В результаті проведених досліджень розроблено експериментальний стенд для проведення випробувань високомоментних гідромоторів, що дозволяє проводити випробування сімейства уніфікованих рядів планетарних гідромоторів потужністю



6,5; 11; 22 та 33 кВт, відповідно. Розроблено методику проведення експериментальних досліджень уніфікованого ряду планетарних гідромоторів.

Проведеними дослідженнями встановлено, що максимальне значення гідромеханічного ККД знаходиться в діапазоні частот обертання його валу 150...450 хв<sup>-1</sup>. Гідромеханічний ККД гідромотора з модернізованою розподільною системою на 11...14 % вище, ніж у гідромотора із серійною розподільною системою. Об'ємний ККД гідромотора з модернізованою розподільною системою на 2...4 % вище, ніж у гідромотора із серійною розподільною системою та в усьому діапазоні зміни частот обертання залишається практично незмінним. Загальний ККД гідромотора з модернізованою розподільною системою на 7...9 % вище, ніж у гідромотора із серійною розподільною системою. Збільшення значень гідромеханічного, об'ємного та загального ККД модернізованого гідромотора пояснюється збільшення пропускної здатності його розподільної системи.

Дослідженнями зміни функціональних параметрів планетарного гідромотора встановлено, що в діапазоні частот обертання 75...550 хв<sup>-1</sup> крутний момент, що розвивається серійним гідромотором, становить 300...325 Н·м та змінюється незначно (у межах 8 %), що є ознакою жорсткої характеристики даного гідромотора. Стабільність крутного моменту, що розвивається модернізованим гідромотором 370...375 Нм (у межах 1,5%) у діапазоні частот обертання 75...450 хв<sup>-1</sup> підтверджує його жорстку характеристику.

#### Список використаних джерел

1. Gamez-Montero P., Codina E. and Castilla R. A Review of Gerotor Technology in Hydraulic Machines Energies. *Energies*. 2019. Vol. 12. № 12. P.2423. Doi:10.3390/en12122423.
2. Strmcnik E. and Majdic F. The Pressure and Efficiency Characteristic of Hydraulic Gerotor Motor with the Floating Outer Ring. *Tehnicki vjesnik-technical gazette*. 2018. Vol. 2. № 25. P. 609–515. Doi: 10.17559/TV-20161201093324.
3. Panchenko A., Voloshina A., Milaeva I. and Luzan P. Operating Conditions' Influence on the Change of Functional Characteristics for Mechatronic Systems with Orbital Hydraulic Motors. *Modern Development Paths of Agricultural Production*. Springer. 2019. P. 169–176.
4. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Пастушенко С.І. Обґрунтування розташування вікон розподільних систем планетарних гідромашин. *Праці ТДАТУ*. Мелітополь: ТДАТУ, 2019. Вип. 19. Т. 4. С. 3–20. Doi: 10.31388/2078-0877-19-4-3-20.
5. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Пастушенко С.І. Дослідження впливу похибки форми виготовлення роторів на





вихідні характеристики планетарних гідромоторів. *Праці ТДАТУ*. Мелітополь: ТДАТУ, 2019. Вип. 19. Т. 4. С. 33–48. Doi: 10.31388/2078-0877-19-4-33-48.

6. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А. Забезпечення працездатності розподільних систем планетарних гідромашин. *Промислова гідраліка і пневматика*, 2019. № 1 (63). С. 55–60.

7. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Волошин А. А. Модель гідравлічного приводу мехатронної системи. *Праці ТДАТУ*. Мелітополь: ТДАТУ, 2018. Вип. 18. Т. 2. С. 59–83. Doi: 10.31388/2078-0877-18-2-58-82.

8. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Засядько А. І. Прогнозування зміни вихідних характеристик при проектуванні планетарного гідромотора. *Праці ТДАТУ*. Мелітополь: ТДАТУ, 2020. Вип. 20. Т. 4. С. 91–105. Doi:10.31388/2078-0877-2020-20-4-91-105.

9. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Волошин А. А. Дослідження динамічних характеристик мехатронних систем з гідравлічним приводом. *Праці ТДАТУ*. Мелітополь: ТДАТУ, 2020. Вип. 20. Т. 4. С. 58–72. Doi:10.31388/2078-0877-2020-20-4-58-72.

10. Корогодський В., Криштоп С., Мігаль В., Роговий А. та ін. Визначення характеристик раціонального регулювання складу паливно-повітряної суміші в двотактному двигуні з внутрішньою карбюрацією. *Східно-Європейський журнал передових технологій*. 2020. Вип. 2. № 5. С. 39–52.

11. Гайдамака А., Кулик Г., Французов В., Гречка І. та ін. Розробка інженерної процедури для розрахунку пластичності роликів підшипника при нецентральному радіальному навантаженні. *Східно-Європейський журнал передових технологій*. 2019. Вип. 3. № 7(99). С. 6–10.

12. Bondarenko M., Tkachuk M., Grabovskiy A. and Hrechka I. Substantiation of Thin-Walled Structures Parameters Using Nonlinear Models and Method of Response Surface Analysis. *International Journal of Engineering*. 2019. № 44. P. 32–43.

13. Атрошенко О, Ткачук М, Мартиненко О, Ткачук М та ін. Дослідження впливу багатокомпонентного навантаження на тонкостінні конструкції з болтовими з'єднаннями. *Східно-Європейський журнал передових технологій*. 2019. Вип. 1. № 7(97). С. 15–25.

14. Ткачук М., Грабовський А., Ткачук М., Саверська М., Гречка І. Напіваналітичний метод аналізу контактної взаємодії конструктивних елементів вздовж вирівняних поверхонь. *Східно-Європейський журнал передових технологій*. 2020. Вип. 1. № 7(103). С. 16–25.

15. Marchenko A., Tkachuk M., Kravchenko S., Tkachuk M. and



Parsadanov I. Experimental Tests of Discrete Strengthened Elements of Machine-Building Structures. *Advanced Manufacturing Processes Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2020. P. 559–569.

16. Ткачук М., Грабовський А., Ткачук М., Гречка І. та ін. Дослідження багатоконтактної взаємодії елементів зрізних штампів. *Східно-Європейський журнал передових технологій* 2019. Вип. 4. № 7(100). С. 6–15.

17. Rogovyi A., Khovanskyu S., Grechka I. and Pitel J. The Wall Erosion in a Vortex Chamber Supercharger Due to Pumping. *Abrasive Mediums Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange*. 2019. P. 682–691.

18. Корнилович С. А. Повышение контактной выносливости поверхностного слоя зубьев шестерен при их изготовлении и ремонте. *Омский научный вестник*. 2012. № 2 (110). С. 75–76.

19. Матвеевко А. М., Чаплыгин В. Я. Исследование условий возникновения кавитации в зазорах элементов конструкций аксиально-поршневых гидромашин. *Труды МАИ*. 2012. № 50. С. 1–14.

20. Руденко М. Г. О возможности возникновения кавитации в зубчатых передачах. *Вестник ИрГТУ*. 2009. № 3 (39). С. 69–71.

21. Косенок Б. Б. Разработка методики моделирования зубчатых передач на основе метода математического моделирования векторных замкнутых контуров. *Известия Самарского научного центра Российской академии наук*. 2009. Т. 11. № 3. С. 202–204.

22. Косенок Б. Б. Инвариантность векторных моделей в моделировании зубчатых передач. *Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета*. 2009. № 3(19). С. 157–161.

23. Николенко И. В., Рыжаков А.Н. Математическое моделирование рабочего процесса в гидроприводе на основе регулируемых аксиально-поршневых гидромашин. *Наука и Образование*. 2015. № 9. С. 17–31. Doi: 10.7463/0915.0812337.

24. Косенок Б. Б., Крючков А. Н., Родионов Л. В., Шахматов Е. В. Математическое векторное моделирование пульсаций подачи жидкости шестеренным качающим узлом. *Известия Самарского научного центра Российской академии наук*. 2009. Т. 11. №3. С. 257–262.

25. Михневич А. В., Михневич Н. Н. Исследование динамики жидкости в поршневых парах объемных гидромашин. *Вестник ГГТУ им. П. О. Сухого*. 2009. № 2. С. 64–68.

26. Maiti R. and Nagao M. Prediction of starting torque characteristics of epitrochoid generated orbital rotary piston hydraulic motors. *JSME international journal series c-mechanical systems machine elements and manufacturing*. 1999. Vol. 2. № 42. P. 416–426.

27. Dasgupta K., Mukherjee A. and Maiti R. Theoretical and



experimental studies of the steady state performance of an orbital rotor low-speed high-torque hydraulic motor. *Proceedings of the institution of mechanical engineer's part a-journal of power and energy*. 1996. № 6 (210). P. 423–429.

28. Furustig J., Almqvist A. and Pelcastre L. A strategy for wear analysis using numerical and experimental tools, applied to orbital type hydraulic motors *Proceedings of the institution of mechanical engineers part c-journal of mechanical engineering science*. 2016. Vol.12. № 230. P. 2086–2097.

29. Panchenko A., Voloshina A., Panchenko I., Titova O. and Pastushenko A. Reliability design of rotors for orbital hydraulic motors. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2019. № 708 (1). P. 012017.

30. Xing K., Zhang Y. and Jin X. Performance analysis and experimental research of the orbital motor. *Proceedings of the seventh international conference on fluid power transmission and control*. 2009. P. 131–135.

31. Dasgupta K., Mukherjee A. and Maiti R. Estimation of critical system parameters that affect orbit motor performance-combining simulation and experiments. *Journal of manufacturing science and engineering-transactions of the ASME*. 1999. Vol. 2. № 121. P. 300–306.

32. Shah Y., Vacca A. and Dabiri S. A fast lumped parameter approach for the prediction of both aeration and cavitation in Gerotor pumps. *Meccanica* 2018. Vol. 1-2. № 53. P. 175–191.

33. Robison J. and Vacca A. Kinematic multi-objective optimization of circular-toothed gerotor pumps by genetic algorithm *Proceedings of the asme/bath symposium on fluid power and motion control. UNSP*. 2017. V001701A016.

34. Velev E. Study Cavitation Gerotor Motors Renewable. *Energies and Innovative Technologies*. 2016. P. 64–66.

35. Voronin S., Suranov A., Suranov A. The effect of carbon nanoadditives on the tribological properties of industrial oils. *Journal of Friction and Wear*. 2017. № 38(5). P. 359–363.

36. Воронін С. Розробка трібофізичних основ мастильної здатності рідкокристалічних присадок до базових олив. *Східно-Європейський журнал передових технологій*. 2015. Вип. 3. № 7(75). С. 53–57.

37. Voronin S., Onopreychuk D., Stefanov V., Bashkatov Ye and Panchenko V. Reduction of construction duration by improving the anti-wear properties of power fluids in hydraulic drives of earth-moving machines. *International Journal of Engineering & Technology*. 2018. № 7(4.3). P. 105–109.

38. Chernetskaya-Beletskaya N., Rogovyi A., Shvornikova A., Baranov I. and others. Study on the coal-water fuel pipeline transportation taking into account the granulometric composition parameters. *International Journal of Engineering & Technology*. 2018. № 7(4.3). P. 240–245.



39. Rogovyi A., Khovanskyi S., Hrechka I. and Gaydamaka A. Studies of the Swirling Submerged Flow Through a Confuser. *Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange*. 2020. P. 85–94.
40. Rogovyi A. Energy performances of the vortex chamber supercharger. *Energy*. 2018. № 163. P. 52–60.
41. Ding H., Lu J. and Jiang B. A CFD model for orbital gerotor motor. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2012. Vol. 6 (15). №062006.
42. Yang D., Yan J. and Tong S. Flowrate Formulation of Deviation Function Based Gerotor Pumps. *Journal of Mechanical Design*. 2010. Vol. 132 (6) № 064503-5.

Стаття надійшла до редакції 11.02.2022 р.

A. Panchenko<sup>1</sup>, A. Voloshina<sup>1</sup>, I. Panchenko<sup>1</sup>, A. Voloshin<sup>2</sup>  
<sup>1</sup>Dmytro Motornyi Tavria State Agrotechnological University  
<sup>2</sup>Melitopol Vocational College of TSATU

## INFLUENCE OF THE DESIGN FEATURES OF THE DISTRIBUTION SYSTEM OF A PLANETARY HYDRO MOTOR ON THE CHANGE OF ITS FUNCTIONAL PARAMETERS

### Summary

For active working bodies and running systems of self-propelled vehicles, high-torque low-speed hydraulic motors of gerotor, orbital and planetary designs are most often used. One of the main units that cause a decrease in the functional parameters of hydraulic motors is the working fluid distribution system, which creates a rotating hydraulic field. The hydraulic field is necessary for the movement of the inner rotor of these hydraulic machines. Experimental bench studies were carried out on a serial and modernized hydraulic motor of the PRG-22 series with a working volume of 160 cm<sup>3</sup>. Modernization of the hydraulic motor consisted in changing the geometric and functional parameters of the movable and fixed distributors. As a result of the research, an experimental bench was developed for testing hydraulic motors. A technique for conducting experimental studies of a unified series of planetary hydraulic motors has been developed. It has been established that an increase in the capacity of a hydraulic motor with a modernized distribution system makes it possible to increase the hydromechanical efficiency of the modernized hydraulic motor by 11...14 %, the volumetric efficiency by 2...4 %, and the total efficiency by 7...9 %. Studies of changes in the functional parameters of the planetary hydraulic motor found that in the speed range of 75 ... 550 min<sup>-1</sup>, the torque developing by the serial hydraulic motor is 300...325 N·m and changes slightly (within 8 %), which is a sign of a rigid characteristic this hydraulic motor. Torque stability (within 1.5 %), developed by the upgraded hydraulic motor 370...375 N·m in the speed range 75...450 min<sup>-1</sup>, confirms its tough performance.

**Key words:** experimental studies, planetary hydraulic motor, distribution system, efficiency, torque, shaft rotation frequency, working fluid consumption.