

*Г. А. АВРУНІН, М. А. ПОДРИГАЛО, Н. М. ПОДРИГАЛО, О. М. КАТОРГІН, І. В. БІЛАН, І. І. МОРОЗ*

## АНАЛІЗ ЗАСТОСУВАННЯ ОБ'ЄМНИХ ГІДРОМАШИН В ГІДРОМЕХАНІЧНИХ ТРАНСМІСІЯХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Мета. Розробка рекомендацій щодо використання об'ємних насосів та гідромоторів для гідروпередач безступеневих двопотокових гідромеханічних трансмісій колісних та гусеничних мобільних машин. Методика досліджень. Аналіз сучасних конструкцій і технічних параметрів аксіальнопоршневих та радіальних гідромашин з шариками-поршнями на основі накопиченого закордонного та вітчизняного досвіду. Розглянуті дослідження радіальнопоршневої гідروпередачі з шариками-поршнями моделі ГОП-900 і перспективи підвищення її технічного рівня, проаналізована робота двопотокової трансмісії залізничного мотовоза в повному діапазоні тягово-швидкісної характеристики. Результати. Українськими фахівцями накопичений достатній теоретичний і експериментальний досвід в проєктуванні гідромеханічних безступеневих передач як перспективний щодо поширеного розповсюдження таких передач в мобільних машинах. Визначено, що аксіальнопоршневі гідромашини дають можливість створювати гідромеханічні трансмісії потужністю до 350 кВт, а радіальнопоршневі з шариками-поршнями потужністю більше 500 кВт. Ці передачі мають також гарні компоновальні моноблокові можливості, що суттєво впливає на масово-габаритні показники гідромеханічних трансмісій. Приведені залежності для визначення витоків робочої рідини в зазорі робочої пари шарик-поршень в циліндрі та витрат на місцеве охолодження пар тертя. Матеріали статті щодо аналізу технічних характеристик гідромашин та гідроприводів можуть бути корисними для фахівців народного господарства, які займаються проєктуванням гідроприводів, нових насосів та гідромоторів, а також для студентів-магістрів, які вивчають дисципліну «Проєктування та випробування гідроприводів» за спеціальністю «Галузеве машинобудування».

**Ключові слова:** двопотокова трансмісія, об'ємний гідропривод, насос, гідромотор, потужність, тиск, поршневі групи аксіально- та радіального типів.

*G. AVRUNIN, M. PODRIGALO, N. PODRYHALO, O. KATORGIN, I. BILAN, I. MOROZ*

## ANALYSIS OF THE APPLICATION OF VOLUME HYDRAULIC MACHINES IN HYDRAULIC MECHANICAL TRANSMISSIONS OF VEHICLES

Purpose. Development of recommendations for the use of positive displacement pumps and hydraulic motors for hydraulic transmissions in stepless two-stream hydromechanical transmissions of wheeled and tracked mobile machines. Research methodology. Analysis of modern designs and technical parameters of axial-piston and radial hydraulic machines with ball-pistons based on accumulated foreign and domestic experience. Studies of the radial-piston hydraulic transmission with ball-pistons of the GOP-900 model and the prospects for increasing its technical level are considered, the operation of the two-stream transmission of a railway motor locomotive in the full range of traction and speed characteristics is analyzed. Results. Ukrainian specialists have accumulated sufficient theoretical and experimental experience in the design of hydromechanical stepless transmissions as promising for the widespread distribution of such transmissions in mobile machines. It was determined that axial-piston hydraulic machines make it possible to create hydromechanical transmissions with a capacity of up to 350 kW, and radial-piston with ball-pistons with a capacity of more than 500 kW. These transmissions also have good monoblock layout capabilities, which significantly affects the mass and dimensions of hydromechanical transmissions. Dependencies are given for determining the leakage of the working fluid in the gap of the ball-piston working pair in the cylinder and the costs of local cooling of friction pairs. The materials of the article on the analysis of the technical characteristics of hydraulic machines and hydraulic fluid power can be useful for specialists in the national economy who are engaged in the design of hydraulic drives, new pumps and hydraulic motors, as well as for master's students who study the discipline "Design and testing of hydraulic fluid power" in the specialty "Industrial mechanical engineering".

**Keywords:** two-stream transmission, hydraulic fluid power, pump, hydraulic motor, power, pressure, piston groups of axial and radial types.

**Вступ.** В трансмісіях мобільних машин, зокрема тракторів, будівельно-дорожніх і спеціальних, мають розповсюдження гідромеханічні трансмісії, в яких потужність передається за допомогою гідродинамічних передач або об'ємних гідроприводів. Перші мають назву трансмісій з комплексними гідротрансформаторами передачі крутного моменту з використанням кінетичної енергії робочої рідини (РР), а другі об'ємно-гідромеханічного безступінчастого двопотокового типу (ГОМТ) з використанням енергії тиску робочої рідини.

Першою вітчизняною безступеневою ГОМТ з об'ємним гідроприводом (ГОП) з'явилась розробка для залізничного мотовоза МТ-1 фірми «Крокус». Успішні випробування дослідного зразка цієї трансмісії стали основою для створення вченими харківського національного технічного університету НТУ «ХПІ» двопотокової трансмісії для колісних тракторів харківського виробництва заводом ХТЗ. Харківським інститутом НДІГідропривод була створена гідروпередача ГОП-900, де вперше в вітчизняній

практиці були застосовані радіальнопоршневі гідромашини з шариками-поршнями, що дало можливість отримати ГОМТ потужністю до 900 кВт.

Незалежно від типу транспортного засобу – колісного або гусеничного, ГОМТ складається з двох контурів передачі потужності провідним маточинам від ДВЗ: механічної гілки з планетарними редуктором або коробкою передач та паралельної ГОП: «насос-гідромотор». Відмінністю для трансмісій гусеничних машин є застосування бортових ГОМТ, що дає можливість здійснювати повороти за рахунок розбіжностей швидкостей ведучих зірочок. Структурна схема ГОМТ колісного транспортного засобу (рис. 1 [1]) має ДВЗ, вихідний вал 2 якого передає постійно потужність на планетарний редуктор 3 і далі на ведучий міст. Шестерня 4 постійно з'єднана з валом 2 і приводить в обертання насос 5 гідропередачі. Гідромотор приводить в обертання епіциклічну шестерню 6 планетарного редуктора 3. Завдяки регулюванню робочих об'ємів насоса або гідромотора, або обох гідромашин одночасно,

епіциклічна шестерня може обертатися з різною частотою і напрямком, що змінює вихідні параметри планетарного редуктора і швидкість ведучого моста. Застосування регуляторів гідромашин з безступеневою зміною робочого об'єму забезпечує також безступеневу зміну частоти обертання ведучого моста.

Слід відзначити, що одною з суттєвих переваг ГОМТ є те, що вони не потребують додаткового ходозменшувача в порівнянні з гідродинамічними передачами, які не забезпечують швидкість транспортного засобу близько 2 км/год, тобто на режимі зрушування.

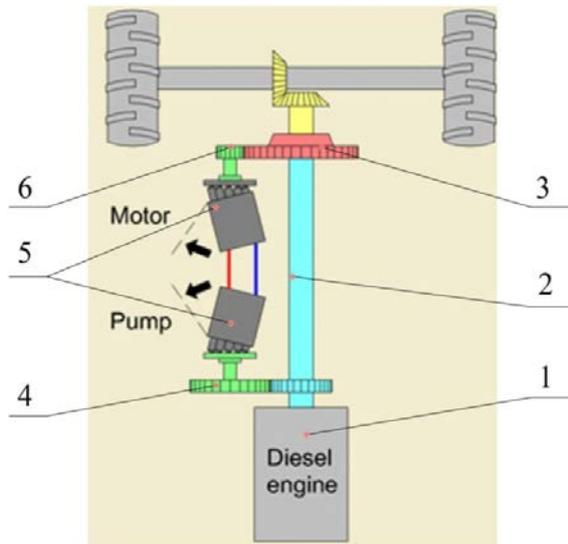


Рис. 1. Структурна схема двопоштової гідромеханічної трансмісії (ГОМТ)

**Мета статті.** Аналіз технічних рішень в частині застосування об'ємних гідромашин в безступневих двопоштових гідромеханічних трансмісіях колісних та гусеничних мобільних машин для створення вітчизняних трансмісій високого технічного рівня.

**Аналітичний огляд літератури.** Шлях створення гідромеханічних трансмісій компанією General Dynamics Land Systems (GDLS) розглянутий в роботі [2]. Перша трансмісія HMPT-500-3 була призначена для двигунів потужністю до 447 кВт (600 к.с.). Опис та випробування цієї трансмісії розглянуті в роботі [3]. Використовуючи аналогічну технологію, компанія General Dynamics Defense Systems (GDSS) розробила автоматичну коробку передач HMPT-1000, як альтернативу самохідним артилерійським та іншим броньованим машинам середнього розміру. Для випробувань на шасі важкого танка M103 було встановлено силову установку, що складалася з дизельного двигуна Mack E9, автоматичної коробки передач HMPT-1000 та нової системи охолодження, що дало повну масу машини в 45 т.

Трансмісія HMPT-1250-EC є удосконаленням раніше побудованої та випробуваної HMPT-1000 і дозволила значно зменшити масу та розміри в порівнянні зі звичайними трансмісіями масою від 55 т до 64 т та потужністю від 1000 к.с. до 1250 к.с.

Трансмісія має поперечне розташування. Випробувальний стенд Ctusader вперше запрацював у середині 1999 р. Усі трансмісії використовують вдосконалений цифровий електронний контролер, який автоматично регулює передавальний коефіцієнт для роботи з найефективнішою швидкістю ДВЗ залежно від положення дросельної заслінки та навантаження. Трансмісії легко адаптуються до різних параметрів ДВЗ шляхом внесення простих змін у програмне забезпечення. Обрана для програми Ctusader на початку 1995 р. трансмісія масою 1270 кг розвиває максимальний крутний момент в 44100 Н·м, має номінальну частоту обертання в 3200 хв<sup>-1</sup> і вихідну потужність в 1200 к.с.

Розглянемо сучасні наукові дослідження в галузі ГОМТ закордонних і вітчизняних вчених. Так, перехідні процеси в трансмісії розглянуті в статті [4]. Стаття [5] присвячена інтегрованому керуванню гідромеханічними трансмісіями, зокрема вирішується задача перемикання діапазонів планетарної коробки передач без коливань швидкості транспортного засобу. ГОМТ має насос з регульованим робочим об'ємом і гідромотор з постійним робочим об'ємом. Модель контролера керування побудована в пакеті Matlab Simulink і передбачає ефективну реакцію подачі палива до ДВЗ при переключенні діапазонів коробки передач. Розподіли контактного тиску при варіюванні жорсткості поверхневих шарів-поршнів у спряженні «поршень-бігова доріжка» гідропередачі ГОП-900 отримані в роботі [6], спроби створити базові підходи до аналізу зв'язаних фізико-механічних процесів і станів у елементах радіальнопоршневих гідропередач розглянуті в роботі [7]. Вібраційна діагностична модель радіальнопоршневих гідропередач з шариками-поршнями, зокрема вітчизняної ГОП-900 та фірми «Martin-Marietta» (США), розглянута в роботі [8].

Цикл науково-дослідницьких робіт, присвячений тенденціям розвитку, особливостям розподілу потоків потужності та розрахунку параметрів ГОМТ, визначення витоків РР в парі «шарик-циліндр» гідропередачі ГОП-900, експериментальні дослідження аксіальнопоршневої гідропередачі для ГОМТ колісного трактора ХТЗ, виконаний під керівництвом д.т.н. В. Б. Самородова [9–20]. Оптимальний закон регулювання гідромашин об'ємної гідропередачі в процесі розгону колісних тракторів з ГОМТ розглянутий в роботі [21].

**Основна частина.** В табл. 1 приведені технічні характеристики деяких ГОМТ для колісних та гусеничних транспортних засобів. Компанія Sauer-Danfoss (поз. 1–4) пропонує застосування ГОМТ на телескопічних і фронтальних навантажувачах, тракторах та машинах для лісового господарства [1]. Робочі об'єми аксіальнопоршневих гідромашин від 120 см<sup>3</sup> до 360 см<sup>3</sup> з кутом нахилу блоку циліндрів в 45° і на максимальний тиск в 55 МПа. На рис. 2 приведені моноблокові аксіальнопоршневі гідропередачі та їх основні робочі вузли, на рис. 3 – конструктивні схеми гідромашин з нахилом блоку циліндрів в 32° та 45°. Підвищення кута нахилу до 45° сприяє зменшенню габаритів та маси гідромашин.

Таблиця 1 – Технічні характеристики гідромашин для ГОМТ

Робочі об'єми Н/М см <sup>3</sup> ; тиск, МПа	Тип транспортного засобу	Тягове зусилля, кН	Потужність ДВЗ, кВт	Швидкість, км/год
1. 120/120; 55 МПа	Тракт. і навант. 14 т	120	105–160	60/23
2. 160/160; 55 МПа	Тракт. і навант. 18 т	140	120–150	60/23
3. 233/233; 55 МПа	Тракт. і навант. 23 т	190	175–215	60/23
4. 360/360; 55 МПа	Тракт. і навант. 31 т	250	210–260	60/23
5. 160/160 Sauer	John Deere 8345R	–	254	50/50
6. 360/360 Sauer	Fendt Vario 936	–	280	60
7. 112/112; 48 МПа	Трактор ХТЗ-242К	60	176	40/40
8. 360/355; 40 МПа	Залізничний мотовоз	65	330	100
9. 330/330; 32 МПа*	НМРТ-500-3	–	500	–
10. 492/492	НМРТ-1250 (БМП)	–	933	–
11. 680/680; 32 МПа	ГОП-900	–	1200	70

Примітка: 1\*) розрахункові значення; 2) швидкість над рисою – передній хід, під рисою – задній хід

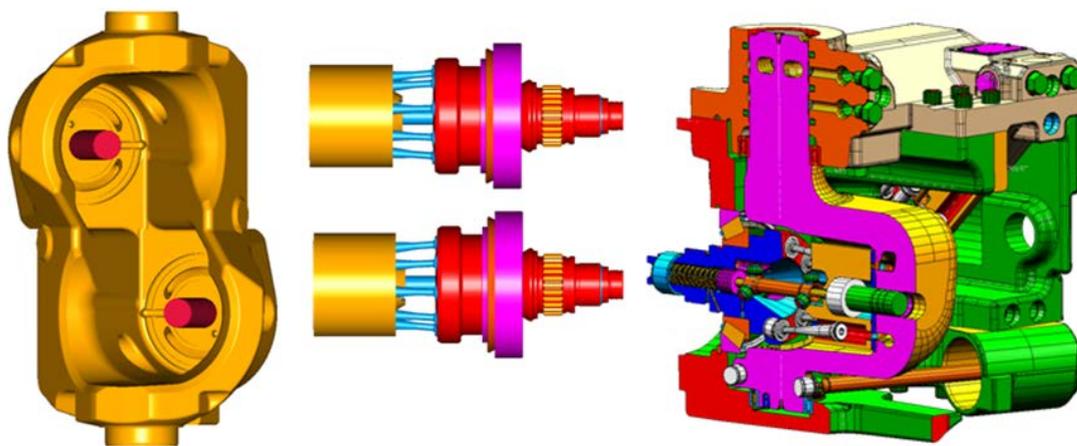


Рис. 2. Моноблокові аксіальнопоршневі гідропередачі Sauer-Danfoss

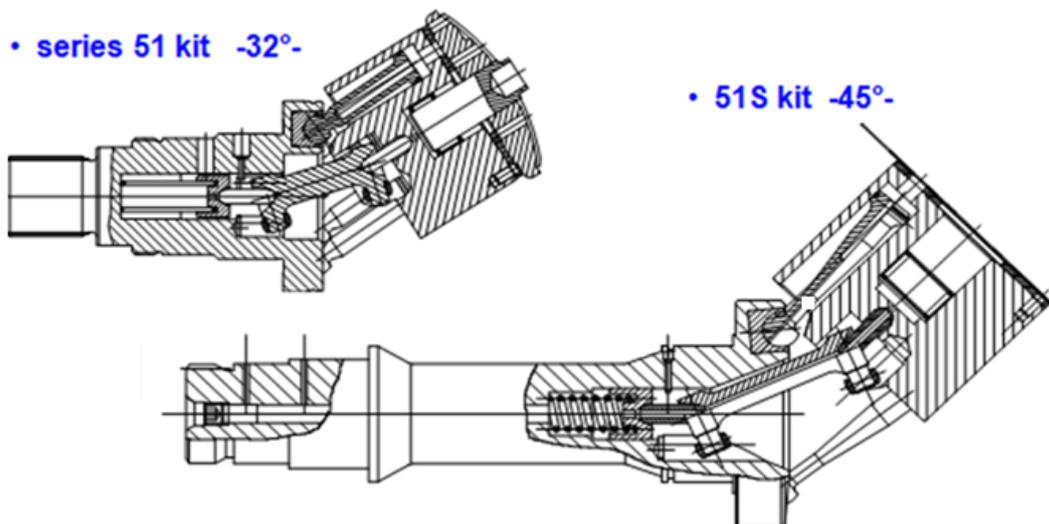


Рис. 3. Аксіальнопоршневі гідромашини Sauer-Danfoss з похилим блоком циліндрів для гідромеханічних трансмісій тракторів і навантажувачів

Топографічна характеристика загального ККД (ліній рівних значень ККД) аксіальнопоршневих гідромашин S160-45° в координатах «перепад тисків-частота обертання» при максимальному робочому об'ємі і коефіцієнті кінематичної в'язкості PP в 11 сСт (мм<sup>2</sup>/с) приведена на рис. 4. Максимальне значення

ККД в 0,96 має місце при перепаді тисків до 150 Бар (15 МПа) і частоті обертання до 700 хв<sup>-1</sup>. Зона також високих значень ККД в 0,95 поширена для перепадів тисків в 270 Бар і частоті обертання до 1500 хв<sup>-1</sup>. Найбільша зона роботи з ККД в 0,94 при перепаді тисків в 400 Бар і частоті обертання від 1000 хв<sup>-1</sup> до

2000 хв<sup>-1</sup>, тобто ця зона демонструє дійсно високу ефективність роботи гідромашин компанії «Sauer-Danfoss».

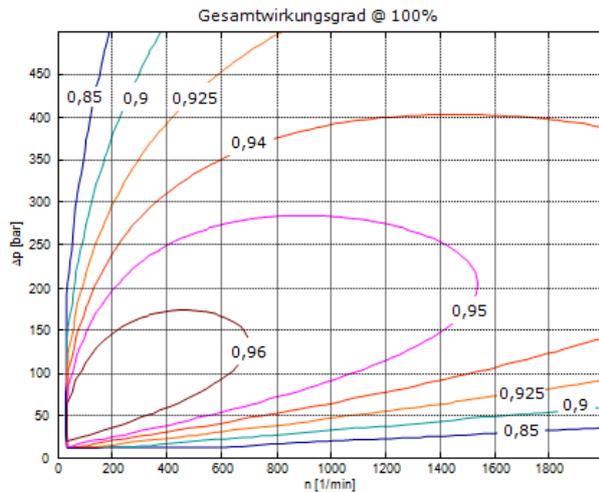


Рис. 4. Загальний ККД гідромотрів S160-45° Sauer-Danfoss залежно від перепаду тисків і частоти обертання

Трансмсії поз. 5–7 відносяться до колісних тракторів різної потужності з аксіальнопоршневими гідромашинами. Слід відмітити, що харківські трактори ХТЗ оснащені вітчизняними гідромашинами «Гідросила».

Залізничний мотовоз «Крокус» (поз. 8) оснащений ГОМТ з аксіальнопоршневими гідромашинами компанії «Rexroth Bosch Group»: двома регульованими насосами з робочим об'ємом по 180 см<sup>3</sup> і гідромотором з похилим блоком циліндром і постійним робочим об'ємом 355 см<sup>3</sup>. При швидкості мотовоза до 14 км/год вихідний вал ГОМТ приводить в обертання тільки гідромотор ОГП, забезпечуючи максимальні тягові характеристики. При збільшенні швидкості від 14 км/год до 100 км/год робота ОГП і планетарної коробки передач ПКП підсумовуються (ПКП+ОГП). При швидкості мотовоза до 56 км/год достатньою є частота обертання ДВЗ в 1400 хв<sup>-1</sup>, при більш високій швидкості до максимальній в 100 км/год частота обертання ДВЗ досягає 2100 хв<sup>-1</sup>. На рис. 5 представлені розрахункові характеристики ГОМТ мотовоза залежно від його швидкості. Максимальне тягове зусилля розвивається на першому діапазоні при роботі тільки ОГП і швидкість мотовоза може підтримуватися в діапазоні від 0,3 км/год до 10 км/год при постійному тяговому зусиллі, і далі починається плавне зниження цього зусилля. Пусковому режиму роботи відповідає максимальний тиск в ОГП до 35 МПа, який при максимальній швидкості мотовоза знижується до 5 МПа. ККД трансмісії з мінімального значення в 72 % на режимі зрушування підвищується до 92 % на транспортному режимі мотовоза. При цьому ККД на перехідному режимі з другого на третій діапазон знижується з 92 до 85 %.

ГОМТ поз. 9–11 оснащені радіальнопоршневими гідромашинами з шариками-поршнями. Наприклад, у бойовій машині піхоти БМП «Бредлі» (Bradly)

установлена трансмісія НМРТ-500-3, в якій ОГП використовується як у додатковому, так і в повному потоках потужності.

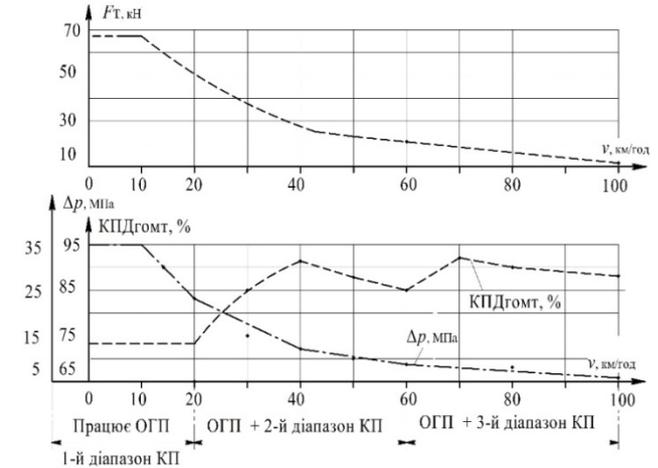


Рис. 5. Зміна тягового зусилля  $F_T$  мотовоза МТ-1 «Крокус», ККД<sub>ГОМТ</sub> і перепаду тисків  $\Delta p$  на гідромоторі залежно від швидкості руху мотовоза

Технологія виготовлення шарикопоршневих ОГП і на їх базі гідромеханічних трансмісій у кількості 10000 шт. пройшла апробацію в 1993 р. [22]. Гідромеханічна безступенева трансмісія НМРТ-500-3 є одним з успішних прикладів створення трансмісій шляхом реалізації паралельних потоків гідравлічної та механічної потужностей. Згідно з наведеною в роботі [3] інформацією насос і гідромотор мають по 9 шариків-поршнів діаметром 50,8 мм (два з половиною дюйма), а насос підживлення має робочий об'єм 3,6 кубічних дюйма (3,6·16,387 = 59 см<sup>3</sup>). Для знаходження робочого об'єму радіальнопоршневої гідромашини з шариками-поршнями використовуємо формулу:

$$V_p = 10^{-3} \cdot S_p \cdot h \cdot z = 10^{-3} \cdot S_p \cdot 2e \cdot z, \text{ см}^3, \quad (1)$$

де  $S_p$  – площа шарика-поршня, мм<sup>2</sup>;

$D_{ш}$  і  $z$  – діаметр шарика-поршня [мм] і їх кількість, відповідно;

$h = 2 \cdot e$  – хід поршня [мм], рівний подвоєному ексцентриситету  $e$  між осями блоку циліндрів і опорного кільця (статора) гідромашини, причому значення ходу поршня обмежене співвідношенням:

$$h \leq 0,365 \cdot D_{ш}, \text{ мм}. \quad (2)$$

Після підстановки чисельних значень отримаємо максимально можливий робочий об'єм гідромашини (насоса або гідромотора):

$$V_p = 10^{-3} \cdot \frac{\pi \cdot 50,8^2}{4} \cdot 0,365 \cdot 50,8 \cdot 9 = 338,1 \text{ см}^3, \quad (3)$$

округлене до 330 см<sup>3</sup>, значення якого внесено в табл. 1.

Знайдемо максимальний тиск в гідропроводі, виходячи з того, що вся його потужність йде від ДВЗ в 500 кВт при його частоті обертання в 3100 хв<sup>-1</sup>:

$$p = \frac{60 \cdot P_{\text{двз}}}{Q_n} = \frac{60 \cdot P_{\text{двз}}}{10^{-3} \cdot V_p \cdot n_n} = \frac{60 \cdot 500}{10^{-3} \cdot 330 \cdot 3100} = 29,32 \text{ МПа}, \quad (4)$$

де  $P_{\text{двз}} = 500 \text{ кВт}$  – вихідна потужність ДВЗ;  
 $n_n = 3100 \text{ хв}^{-1}$  – частота обертання вала насоса ГОП.

На рис. 6, а приведена гідропередача моделі ГОП-900 [18–20; 23; 24], яка створена інститутом НДІ Гідропривод і має насос і гідромотор радіальнопоршневого ексцентрикового типу, в яких шарики-поршні 3 розміщені в циліндрових блоках насоса 1 і гідромотора 2. Шарики-поршні 3 обертаються сумісно з блоками циліндрів і спираються на обойми 4 насоса і 5 гідромотора. Насосна обойма 4 виконана з можливістю зміни ексцентриситету відносно блоку циліндрів 1, що забезпечує регулювання робочого об'єму. Блок розподільних цапф 7 для течії РР розташований в корпусі 6. Передача крутного моменту на блок циліндрів насоса 1 здійснюється вхідним валом 8, а з блоку циліндрів гідромотора 2 до зовнішнього споживача через вихідний вал 9. Обойма 4 відхиляється відносно пальця 10 за допомогою гідравлічних штовхачів 11 при підведенні тиску керування  $p_k$ .

Гідропередача ГОП-900 відноситься до суцільного (моноблокового) виконання, що складається з гідромашин, конструктивно оформлених в одне ціле. Максимальний робочий об'єм кожної гідромашини  $680 \text{ см}^3$ , частота обертання гідромотора до  $3100 \text{ хв}^{-1}$ , тиск до 32 МПа, вихідна потужність до 700 кВт; максимальна температура РР до  $130 \text{ }^\circ\text{C}$ , маса гідропередачі 260 кг.

Гідромотор гідропередачі розвиває максимальний крутний момент:

$$M_m = 0,159 \cdot V_m \cdot \Delta p \cdot \eta_{\text{гм}} = 0,159 \cdot 680 \cdot 30 \cdot 0,92 = 2984,1 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (5)$$

де  $V_m = 680 \text{ см}^3$  – робочий об'єм гідромотора;  
 $\Delta p = 30 \text{ МПа}$  – перепад тисків;

$\eta_{\text{гм}} = 0,92$  – гідромеханічний ККД гідромотора.  
Вихідна потужність гідромотора при його номінальній частоті обертання досягає:

$$P_m = \frac{M_m \cdot n_m}{9550} = \frac{2984,1 \cdot 2400}{9550} = 749,93 \text{ кВт}, \quad (6)$$

де  $n_m = 2400 \text{ хв}^{-1}$  – номінальна частота обертання вала гідромотора.

З урахуванням ККД гідропередачі вхідна (споживана) потужність ГОП-900 досягає більше 900 кВт.

За результатами випробувань гідропередачі ГОП-900 і на спеціальному макеті пари «шарик-циліндр», і подальшої обробки отриманих значень витоків РР через радіальний кільцевий зазор між шариком-поршнем і отвором в циліндрі (рис. 6, б) отримана емпірична формула по аналогії з формулою Гагена-Пуазейля:

$$Q_{\text{вит,ш-ц}} = 0,06 \frac{2,5 \pi \cdot D_{\text{ш}} \cdot h_{\text{ш}}^3}{12 \rho \cdot \nu \cdot L_{\text{ц}}} \Delta p, \text{ л/хв}, \quad (7)$$

де  $D_{\text{ш}}$  – діаметр шарика-поршня, мм;

$L_{\text{ц}} = 1,4 \text{ мм}$  – умовна довжина щілини у напрямі витоків;

$h_{\text{ш}}$  – радіальний зазор між шариком-поршнем і отвором (напіввізниця їх діаметрів), мкм;

$\Delta p$  – перепад тисків, МПа;

$\rho$  – щільність РР,  $\text{кг/м}^3$ ;

$\nu$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості РР,  $\text{мм}^2/\text{с}$ .

Спроба отримання аналітичного розрахунку витоків РР між шариком-поршнем і циліндром приведена в роботі [15].

Слід зазначити на необхідність розробки засобів щодо зменшення температурної деформації шариків-поршнів, так як циліндрові отвори товстостінних блоків циліндрів практично не дають розширення. При функціонуванні гідромашини під зовнішнім навантаженням зазвичай достатньо витоків РР через зазор. В той же час є режими роботи з малими витоків РР і завдяки тому не пропорційними змінами температурно-деформованих шариків-поршнів і отворів в блоках циліндрів.

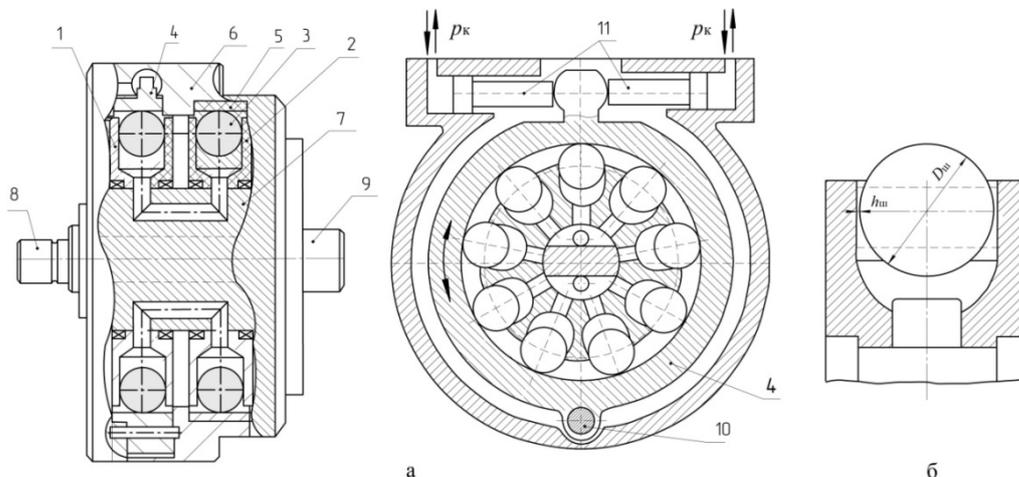


Рис. 6. Радіальнопоршнева гідропередача ГОП-900 з шариками-поршнями

Наприклад, такий режим має місце в режимі нульового ексцентриситету насоса, коли тиск приймає мінімальне значення, при якому витоки РР в зазорі практично відсутні. Зростання температурних деформацій шариків-поршнів може привести до ризику суттєвого зменшення радіального зазору між контртілами та задирам. Тому треба вживати конструктивні заходи для запобігання температурної деформації. Наприклад, проблеми подолання температурної деформації за рахунок тонких стінок в контртілах аксіальнопоршневих гідромашин «Innas» ефективно вирішує цю проблему і дає можливість суттєво зменшувати радіальні зазори і підвищити об'ємний ККД гідромашин [25].

За результатами експериментальних досліджень та стендових випробувань гідропередачі ГОП-900 отримані:

- універсальна (топографічна) характеристика гідропередачі як основного довідника для проєктанта ГОМТ;
- значення витрат РР для місцевого охолодження пар тертя гідромашин, що запобігають термічним деформаціям;
- значення втрат потужності залежно від в'язкості РР;
- втрати потужності при нульовому ексцентриситеті насоса для оцінки максимального КПД ГОМТ;
- розрахункову формулу для витоків РР по зазорах шариків-поршнів з циліндрами.

Вибір ОГП для заданих умов експлуатації, аналіз роботи гідрофікованої машини і визначення ефективності її при експлуатації проводиться за зовнішніми характеристиками, що найбільш повно відображає технічний рівень гідромотора. Зовнішньою характеристикою гідромотора є залежність крутного моменту від частоти обертання при постійних значеннях подачі, перепаду тисків і коефіцієнта кінематичної в'язкості РР. При визначенні зовнішніх характеристик під час стендових випробувань знаходять залежність ККД гідромотора від частоти обертання і крутного моменту (перепаду тисків). На рис. 7 наведена топографічна характеристика гідромотора радіальнопоршневого типу з шариками-поршнями, що входить до складу ОГП ГОП-900, на якій наведені значення крутного моменту гідромотора від частоти обертання при постійних значеннях перепаду тисків і загального ККД гідропередачі в діапазоні експлуатаційних температур 90–110 °С.

Зниження крутного моменту гідромотора залежно від частоти обертання обумовлено зростанням механічних втрат у зоні низьких частот (мінімальне значення крутного моменту спостерігається в режимі зрушування) і зростанням гідравлічних втрат на подолання місцевих опорів при течії РР у поршневих каналах і розподільному вузлі. Максимальний загальний ККД гідропередачі досягає 80 % при перепаді тисків 13,5 МПа і частоті обертання 1900–2200 хв<sup>-1</sup>, при малих навантаженнях (перепадах тисків 5 МПа і 8 МПа) ККД знижується до значення менше 70 %, що обумовлено тим, що втрати

потужності не суттєво залежать від тиску і тому співвідношення «втрат потужності до вихідної потужності» зростає.

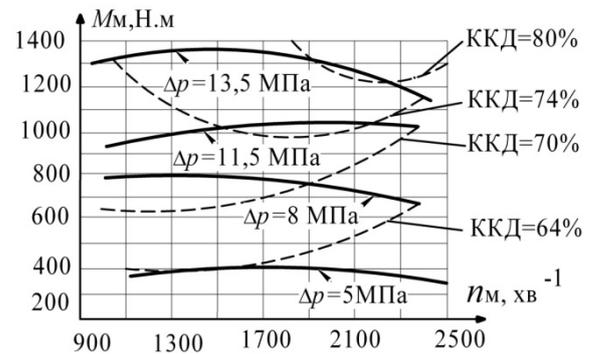


Рис. 7. Універсальна характеристика гідропередачі ГОП-900 за результатами стендових випробувань

Створення гідропередачі ГОП-900 сталося можливим тільки тому, що, по-перше, для забезпечення зазорів в поршневій парі шарик-циліндр були застосовані координатно-шліфувальні верстати нового покоління з можливостями високоточної обробки, а по-друге, вдалося розробити технологію зміцнення внутрішніх поверхонь циліндрів. Така зміцнена поверхонь забезпечила якісні трибологічні характеристики поршневих пар. Існує також проблема з вибором матеріалу шарика-поршня, точністю виготовлення його поверхні, контактними навантаженнями і масою. Щодо матеріалу, то безумовно найбільш привабливими були б матеріали з малою питомою вагою, нижчою ніж традиційні сталеві. Зменшена маса шариків-поршнів дає переваги щодо динамічних навантажень та збільшення частот обертання. З іншого боку шарик-поршень повинен витримувати високі контакти навантаження.

У радіальнопоршневих гідропередачах ГОП-900 шар виконує функцію поршня і здійснює обертальний рух по біговій доріжці аналогічно роботі в режимі радіального шарикового підшипника кочення і ковзає по бічній стінці циліндра. При цьому на шарик діють навантаження:

- швидкісне, обумовлене частотою обертання до 15500 хв<sup>-1</sup>;
- контактні навантаження на поверхні шарика, які досягають 2400 МПа;
- швидкість ковзання по стінці циліндра до 52 м/с;
- робоча температура поверхні шарика до 280 °С обумовлена високим статичним навантаженням, частотою обертання та ковзанням по циліндру в умовах, коли температура РР в гідропередачі досягає 130 °С.

Статичне навантаження від тиску РР на шарик складає близько 100 кН (при тиску 32 МПа), що еквівалентно граничному навантаженню на шарик при випробуваннях на стиск згідно з ГОСТ 3722 (при цьому допускається лінійна деформація до 3 мкм).

У зв'язку з відсутністю в Україні виробництва шариків діаметром 63,5 мм у першому зразку гідропередачі ГОП-900 використовувалися шарики

фірми «PBG» (Англія) зі ступенем точності 40. При випробуваннях гідروпередачі було виявлено підвищене зношування та тріщини на поверхні шариків. В результаті аналізу було виявлено, що шарики мають знижену до 58–59 HRC твердість у поверхневій зоні (для виміру твердості вишліфовувалися дві лиски глибиною 1,5 мм). Твердість помітно знижувалася в міру наближення до центру лиски від 60 HRC до 58 HRC, що свідчить про різкий градієнт зміни твердості в міру віддалення від поверхні шарика. Для вивчення мікроструктури вирізалися секторні зразки електроіскровим методом. Судячи з результатів мікродосліджень, знижена твердість пояснюється появою немартенситних продуктів розпаду переохолодженого аустеніту в процесі загартування. Кількість немартенситних структур різко збільшувалася в міру віддалення від поверхні шарика. При цьому структури перлітного типу з'являлися навіть на поверхні, що пояснює знижену твердість поверхового шару. Подібна різномірна структура, маючи різні міцнісні характеристики та деформуючись нерівномірно веде до створення мікротріщин у процесі експлуатації шарика. При прийнятих режимах загартування в олив'ї сталей типу ШХ-15 описаний ефект пов'язаний з недостатньою прожарюваністю сталі саме даної маси заготівлі шарика. Таким чином, нагрівання сталі під загартування вироблено до температур вище оптимальних, що викликало повне розчинення карбідів хрому та зростання аустенітного зерна. У той же час охолодження шариків при загартуванні виконано з недостатньою швидкістю, що призвело до наявності включень перліту не тільки в центральній частині шарика, а й у поверхневому шарі. Наявність перерахованих вище недоліків різко знизило працездатність шариків-поршнів, причому в обох отриманих від фірми партіях з інтервалом у кілька місяців. За довідковими даними сталь ШХ-15 використовується зазвичай для виготовлення шариків та роликів діаметром до 25 мм. Для деталей підшипників підвищених габаритів застосовуються леговані сталі марки ШХ-15СГ. Тому у зв'язку з отриманими негативними результатами було прийнято рішення про виробництво шариків діаметром 63,5 мм зі сталі ШХ-15СГ на харківському підприємстві «ХАРП». Стендові випробування гідропередач ГОП-900 із шариками-поршнями зі сталі ШХ-15СГ дали позитивні результати. У той же час недостатня теплостійкість шариків виявила тенденцію до мимовільного нерегламентованого зростання діаметра, що змушувало для забезпечення працездатності гідропередачі мати підвищений гарантований зазор в поршневих групах, щоб уникнути заклинювання шариків-поршнів у циліндрах, що підвищувало витоки РР і зниження ККД гідропередачі.

З метою отримання стабільної якості шариків при їх виготовленні необхідне дотримання таких вимог:

1. Використання сталей електрошлакового або вакуум-дугового переплаву.
2. Вхідний контроль прокату згідно з ГОСТ 801,

у тому числі ультразвуковий контроль.

3. При виготовленні шариків методом гарячого штампування необхідно контролювати:

- якість відпалу (вибірково);
  - на перегрів стали при штампуванні та наявність нафталіністого зламу (вибірково);
  - значення обезуглероженого шару (вибірково).
4. Контроль за твердістю шариків (100%).
  5. Контроль за припалами на поверхні шариків (100%).
  6. Магнітний чи магнітно-люмінісцентний контроль (100 %).
  7. Стабілізуюча відпустка шариків.
  8. Поплавкове виготовлення партій шариків.

Аналіз результатів стендових випробувань гідропередач та інформаційний пошук у цьому напрямку вказав на можливість підвищення надійності роботи поршневих груп за рахунок використання шариків-поршнів з наступних матеріалів: сталі марки Р5М5Ф3-ПМ-а (ГОСТ 28393, пруток кований з порошкової швидкорізальної сталі для гарячої обробки тиском); керамічних матеріалів (нітрид кремнію, карбід кремнію, карбід Бору). Шарики з кераміки мають ряд переваг перед сталевими, у тому числі із швидкорізальної сталі:

- більш ніж у 2 рази (для карбіду Бору у 4 рази) великим значенням модуля пружності, що знижує ступінь ризику пластичної деформації шарика або дозволяє підвищити тиск у гідропередачі;

- більш ніж у 2 рази (для карбіду Бора у 3 рази) меншим значенням щільності, що дозволяє знизити динамічні навантаження на шарик під час роботи на підвищених частотах обертання;

- більш ніж у 6 разів (для нітриду кремнію в 4 рази) меншим значенням коефіцієнта термічного розширення, що знижує ступінь ризику заклинювання шарика в циліндрі при пуску гідропередачі та дозволяє працювати без попереднього прогріву, а також дозволяє зменшити зазор у парі поршень-циліндр, сприяючи підвищенню ККД гідропередачі та зменшенню настановної потужності насоса підживлення;

- висока твердість поверхні дозволяє знизити знос контртіл у поршневій парі (поряд із застосуванням високоякісної за трибологічними характеристиками РР).

Технологія щодо виготовлення шариків-поршнів з нанесенням на них іонно-плазмового покриття наведена в роботах [23; 24].

Експериментальним шляхом знайдено значення витрати прокачування РР через корпус гідромотора гідропередачі ГОП-900:

$$Q_{\text{пр}} = k_{\text{пр}} \cdot \Delta P = 0,6 \cdot \Delta P, \text{ л/хв} \quad (8)$$

де  $\Delta P$  – втрати потужності в гідромоторі, кВт;  
 $k_{\text{пр}} = 0,6$  – коефіцієнт прокачування, визначений як відношення витрати прокачування РР, що доводиться на одиницю втрати потужності, л/(хв·кВт).

Слід відмітити, що знайдене значення коефіцієнта прокачування знаходиться в діапазоні рекомендованих значень  $k_{\text{пр}} = 0,23-1,13$  л/(хв·кВт) для ДВЗ.

Значення рекомендованого коефіцієнта прокачування є орієнтованим і у ряді випадків завищеним, оскільки для конкретного гідромотора і умов його експлуатації можуть бути достатніми і менші значення. Слід зазначити, що мінімізація коефіцієнта прокачування вимагає проведення великого об'єму дослідницьких робіт і пов'язана з ризиком виходу з ладу гідромашин.

На рис. 8 приведені залежності перепаду тисків холостого ходу гідромотора гідропередачі ГОП-900 залежно від частоти обертання і температури РР. На робочій частоті обертання в  $2200 \text{ хв}^{-1}$  перепад тисків зростає з 1,2 МПа до 1,7 МПа, що достатню суттєво впливає на втрати потужності в гідропередачі.

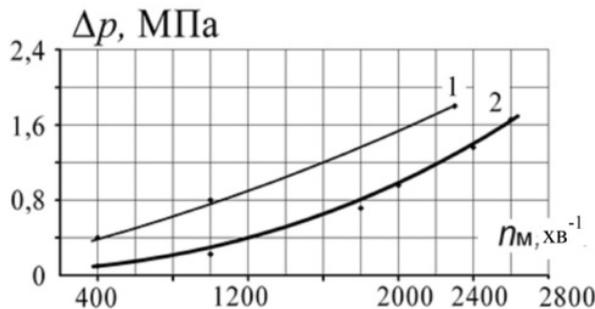


Рис. 8. Зміна перепаду тисків холостого ходу гідромотора гідропередачі ГОП-900 залежно від частоти обертання і температури РР (олива трансмісійна ТАД-17і):  
1 – 52–63 °С (120–100 сСт); 2 – 103–117 °С (17–10 сСт)

На рис. 9 приведена залежність перепадів тисків і температур від частоти обертання гідромотора гідропередачі ГОП-900. До частоти в  $1500 \text{ хв}^{-1}$  ці залежності практично співпадають, тобто перепади зростають з однаковою інтенсивністю, а при підвищенні частоти обертання гідромотора має місце більшого зростання перепаду температур, який при робочій частоті обертання в  $2400 \text{ хв}^{-1}$  зростає до 14 °С.

Важливе значення має оцінка втрати потужності

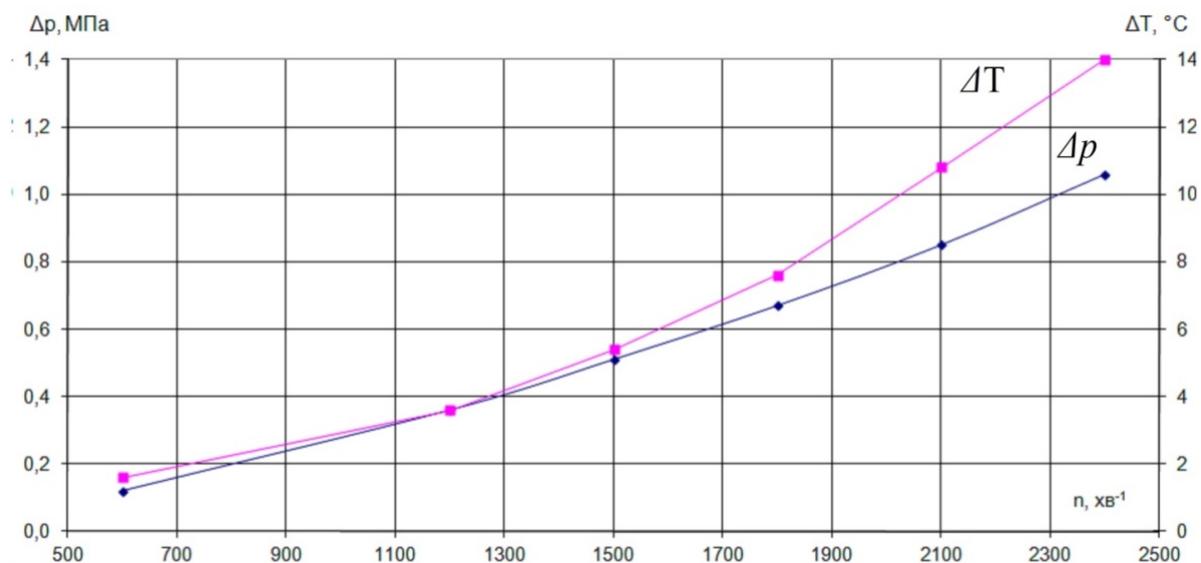


Рис. 9. Залежність перепадів тисків і температур від частоти обертання гідромотора гідропередачі ГОП-900

при нульовій подачі насоса. Так, наприклад, при роботі гідромеханічної трансмісії використання ГОП доцільно тільки на режимах зрушування і безступінчастого розгону транспортного засобу, на режимах руху з постійною швидкістю підвищення ККД трансмісії може бути досягнуто при передачі потужності тільки механічним шляхом. Для цього регулятор подачі насоса автоматично встановлюється в положення нульового ексцентриситету, при якому зупиняється гідромотор, поршні-шариків насоса не здійснюють зворотно-поступального руху, а обертаються по біговій доріжці реактивного кільця, перебуваючи у своїх циліндрах як в сепараторі шарикового підшипника. При нульовому значенні ексцентриситету втрати становлять: при частоті обертання вхідного валу  $2400 \text{ хв}^{-1}$  до 7,5 кВт і 25 кВт при температурі РР в 100 °С і 50 °С, відповідно; при частоті обертання  $2800 \text{ хв}^{-1}$  та температурі РР в 100 °С біля 13 кВт. Різке підвищення втрат потужності за нормальної температури 50 °С пояснюється зростанням коефіцієнта кінематичної в'язкості оливи ТАД-17і (до  $120 \text{ мм}^2/\text{с}$ , тобто у 6 разів більше, ніж за температури в 100 °С).

Слід відмітити високі швидкісні характеристики радіальнопоршневих насосів, що дає можливість їх з'єднувати з ДВЗ без проміжних редукторів або мати можливість працювати на більш високій швидкості в порівнянні з ДВЗ. Для оцінки технічного рівня гідромашин застосовують швидкісний показник (коефіцієнт швидкохідності):

$$C_n = 10^{-3} \cdot n \cdot V_p^{1/3}, \text{ см} \cdot \text{хв}^{-1}. \quad (9)$$

За цим показником радіальнопоршневі гідромашини з шариками-поршнями мають суттєві переваги над аксіальнопоршневими. В гідропередачі ГОП-900 цей показник досягає для насоса  $27 \text{ см} \cdot \text{хв}^{-1}$ , що більше ніж на 15 % в порівнянні з аксіальнопоршневими насосами провідних закордонних фірм.

**Висновки.** 1. Розглянуті сучасна номенклатура і технічні характеристики гідромашин, які застосовуються в гідромеханічних безступеневих двопотокових трансмісіях мобільних машин. Основою таких гідропередач є серійні і спеціального моноблокового виконання аксіальнопоршневі насоси і гідромотори, а також радіальнопоршневі гідромашини з шариками-поршнями.

2. Об'ємні аксіальнопоршневі насоси дають можливість створювати гідромеханічні трансмісії потужністю до 350 кВт. Широкі можливості мають радіальнопоршневі гідропередачі з шариками-поршнями, на базі яких створюють трансмісії потужністю більше 500 кВт. Ці передачі мають також гарні компоновальні моноблокові можливості, що суттєво впливає на масово-габаритні показники гідромеханічних трансмісій.

3. Визначені напрямки вдосконалення радіальнопоршневих гідропередач шляхом підвищення характеристик шариків-поршнів.

4. Українськими фахівцями накопичений достатній досвід в проектуванні і дослідженні експериментальних гідромеханічних безступеневих двопотокових трансмісій і окремих гідропередач, що дає можливість зробити висновок щодо перспективи більш широкого розповсюдження їх в мобільних машинах.

#### Список літератури

1. Echard Skirde. *Sauer-Danfoss Technologies for Tractor HMT*. URL: <https://de.linkedin.com/in/eckhard-skirde-64203b67> (дата звернення: 10.10.2025).
2. *Трансмісія HMPT-1250-EC*. URL: <https://www.army-guide.com/eng/product3981.html> (дата звернення: 10.10.2025).
3. Northup R. P. *Development and test of HMPT-500*. URL: <https://apps.dtic.mil/sti/trpdf/ADA015570.pdf> (дата звернення: 10.10.2025).
4. Чернишенко В. Л., Калінін П. М., Сергієнко М. Є., Сергієнко А. М., Медведєв М. Г., Хаустов Д. Є. Моделювання перехідних процесів у силовій передачі трансмісії військової гусеничної машини. *Вісник Нац. техн. ун-ту «ХП»*: зб. наук. пр. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. Харків : НТУ «ХП». 2023. № 1. С. 64–76. doi: 10.20998/2078-6840.2023.1.07
5. Yang S., Bao Y., Tang X., Jiao X., Yang D., Wang Q. Integrated Control of Hydromechanical Variable Transmissions. *Mathematical Problem in Engineering*. 2015. Article ID 290659. 11 p. doi: 10.1155/2015/290659
6. Ткачук М. М., Гречка І. П., Ткачук М. А., Серіков В. І., Грабовський А. В., Пінчук Н. В., Ткачук Г. В., Клочков І. Є., Цендра Г. В., Шевченко А. В., Киричук В. В., Фрізюк Д. О. Інтегрована розрахункова-експериментальна технологія аналізу контактної взаємодії з урахуванням пружного проміжного шару. *Вісник Нац. техн. ун-ту «ХП»*. Серія: *Машинознавство та САПР*. Харків : НТУ «ХП». 2023. № 1. С. 131–151. doi: 10.20998/2079-0775.2023.1.13
7. Гречка І. П., Ткачук М. М., Серіков В. І., Ткачук М. А., Грабовський А. В., Пінчук Н. В., Васильєв А. Ю., Льюзний О. С., Голєнко С. О. Базові підходи до аналізу зв'язаних фізико-механічних процесів і станів у елементах радіальнопоршневих гідропередач. *Вісник Національного технічного університету «ХП»*. Серія: *Машинознавство та САПР*. Харків : НТУ «ХП». 2025. № 2. С. 46–57. doi: 10.20998/2079-0775.2025.2.06
8. Шагохін В. М., Шагохіна Н. В., Соболев В. М. Вібраційна діагностична модель кульових радіальнопоршневих гідрооб'ємних передач. *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні*. 2014. Вип. 48. С. 30–37.
9. Самородов В. Б., Бондаренко А. І. Особливості розподілу потоків потужності у безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісіях. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету: зб. наук. пр.* Харків : ХНАДУ. 2013. Вип. 63. С. 7–17.
10. Самородов В. Б., Бондаренко А. І. Тенденції та перспективи застосування в автомобіле- і тракторобудуванні безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісій. *Автомобільний транспорт*. 2012. Вип. 30. С. 13–22.
11. Самородов В. Б., Шевцов В. М. Результати експериментального дослідження гідрооб'ємної передачі. *Вісник Нац. техн. ун-ту «ХП»*. Серія: *Транспортне машинобудування*. Харків : НТУ «ХП». 2017. № 5 (1227). С. 41–46.
12. Самородов В. Б., Єпіфанов В. В., Гриненко Г. Г. Обґрунтування збіжності рекурентних процедур при визначенні параметрів гідрооб'ємних передач при роботі у складі гідрооб'ємно-механічних трансмісій. *Вісник Нац. техн. ун-ту «ХП»*: зб. наук. пр. Серія: *Автомобіле- та тракторобудування*. Харків : НТУ «ХП». 2017. № 13 (1235). С. 3–14.
13. Самородов В. Б., Бондаренко А. І. Перспективні гідрооб'ємно-механічні трансмісії для колісних тракторів сільськогосподарського призначення. *Автомобільний транспорт*. 2013. Вип. 32. С. 12–17.
14. Самородов В. Б., Шевцов В. М. Розвиток трансмісійного матричного аналізу введенням температурних матриць в системах гідропроводів гідрооб'ємно-механічних трансмісій. *Вісник Нац. техн. ун-ту «ХП»*. Серія: *Транспортне машинобудування*. Харків : НТУ «ХП». 2017. № 14 (1236). С. 85–92.
15. Samorodov V., Avrunin G. Solution of the problem of calculating the leakage working fluid in eccentric gap of the ball piston pair hydraulic fluid power machine. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv : NTU "KhPI". 2021. No. 1. P. 81–87.
16. Samorodov V., Pelipenko E. Analysis of the development modern transmission wheeled tractors. *European Cooperation*. 2016. Vol. 6, issue 13. P. 49–57.
17. Samorodov V., Burluga M. The optimization algorithm in determining the relationship between technical and economic indices of machine-tractor unit with hydrovolumetric-mechanical transmission. *European Cooperation*. 2016. Vol. 3, issue 10. P. 94–107.
18. Самородов В. Б., Аврун Г. А., Кириченко І. Г., Бондаренко А. І., Пелипенко Є. С. *Гідро- та пневмосистеми в автотракторобудуванні: навч. посіб.* / ред. Самородов В. Б. Харків : НТУ «ХП», ФОП Панов А. М., 2020. 524 с.
19. Аврун Г. А., Кириченко І. Г., Мороз І. І. *Основи об'ємного гідропровода і гідропневмоавтоматики: навч. посіб.* / ред. Аврун Г. А. Харків : ХНАДУ, 2009. 424 с.
20. Аврун Г. А., Глушкова Д. Б. Еволюція пар тертя в об'ємних гідромашинних завдяки досягненням у матеріалознавстві та технологіях. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету: зб. наук. пр.* Харків : ХНАДУ. 2023. Вип. 103. С. 94–103. doi: 10.30977/BUL.2219-5548.2023.103.0.94
21. Кожушко А. П. Визначення оптимального закону зміни параметрів регулювання гідромашин гідрооб'ємної передачі в процесі розгону колісних тракторів з гідрооб'ємно-механічною трансмісією. *Вісник Сумського національного аграрного університету*. Серія: *Механізація та автоматизація виробничих процесів*. Суми : Вид-во СНАУ. 2014. Вип. 11 (26). С. 108–114.
22. Marietta M. A *Compact Transmission for AFAS/FARV. Packed with Five Generations of Performance Growth*. USA, 1993. 11 p.
23. Achten P. A. J., Vael G. E. M., Heybroek K. Efficient hydraulic pumps, motors and transformers for hydraulic hybrid systems in mobile machinery. *VDI-Fachkonferenz Getriebe in Mobilen Arbeitsmaschinen, VDI-Wissensforum*. 2011. P. 1–19. URL: <https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:1051356/FULLTEXT02.pdf> (дата звернення: 11.10.2025).
24. Глушкова Д. Б., Аврун Г. А., Ришков Ю. В., Воронков О. І., Степанюк А. І., Гнатюк А. А. Підвищення зносостійкості вузлів об'ємного гідропровода. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету: зб. наук. пр.* Харків : ХНАДУ. 2021. Вип. 94. С. 80–84. doi: 10.30977/BUL.2219-5548.2021.94.0.80
25. Аврун Г. А., Глушкова Д. Б. Досвід використання пар тертя ковзання, ущільнень та робочих рідин в об'ємних гідропроводах будівельних та дорожніх машин. *Матеріалознавство та*

технології. Матеріали міжнародної науково-технічної конференції (22–23 вересня 2022 р., Харків). Харків : ХНАДУ, 2022. С. 91–103.

## References (transliterated)

- Echard Srirde. *Sauer-Danfoss Technologies for Tractor HMT*. Available at: <https://de.linkedin.com/in/eckhard-skirde-64203b67> (accessed 10.10.2025).
- Transmissiya HMPT-1250-EC [HMPT-1250-EC transmission]. Available at: <https://www.army-guide.com/eng/product3981.html> (accessed 10.10.2025).
- Northup R. P. *Development and test of HMPT-500*. Available at: <https://apps.dtic.mil/sti/tr/pdf/ADA015570.pdf> (accessed 10.10.2025).
- Chernyshenko V. L., Kalinin P. M., Serhiyenko M. Ye., Serhiyenko A. M., Medvedev M. H., Khaustov D. Ye. Modelyuvannya perekhidnykh protsesiv u syloviy peredachi transmissiyi viys'kovoyi husenychnoyi mashyny [Modeling of transitional processes in the power transmission of the transmission of a military tracked vehicle]. *Visnyk Nats. tekhn. un-tu "KhPI": zb. nauk. pr. Seriya: Avtomobile- ta traktorobuduvannya* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Series: Automobile and Tractor Construction]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023, no. 1, pp. 64–76. doi: 10.20998/2078-6840.2023.1.07
- Yang S., Bao Y., Tang X., Jiao X., Yang D., Wang Q. Integrated Control of Hydromechanical Variable Transmissions. *Mathematical Problem in Engineering*. 2015, article ID 290659, 11 p. doi: 10.1155/2015/290659
- Tkachuk M. M., Hrechka I. P., Tkachuk M. A., Syerikov V. I., Hrabovskyy A. V., Pinchuk N. V., Tkachuk H. V., Klochkov I. Ye., Tsendra H. V., Shevchenko A. V., Kyrychuk V. V., Friziuk D. O. Tsehrovana rozrakhunkova-eksperymental'na tekhnolohiya analizu kontaktnoyi vzayemodiyi z urakhuvannyam pruzhnoho promizhnogo sharu [Integrated calculation and experimental technology for analysis of contact interaction with account of elastic intermediate layer]. *Visnyk Nats. tekhn. un-tu "KhPI". Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Engineering and CAD]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023, no. 1, pp. 131–151. doi: 10.20998/2079-0775.2023.1.13
- Hrechka I. P., Tkachuk M. M., Sierikov V. I., Tkachuk M. A., Hrabovskyy A. V., Tkachuk H. V., Vasyl'yev A. Yu., L'oznyy O. S., Holenko S. O. Bazovi pidkhody do analizu zv'yazanykh fizyko-mekhanichnykh protsesiv i staniv u elementakh radial'no porshnevnykh hidropredach [Basic approaches to analysis of related physical-mechanical processes and states in elements of radial hydraulic transmissions]. *Visnyk Nats. tekhn. un-tu "KhPI". Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Engineering and CAD]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2025, no. 2, pp. 46–57. doi: 10.20998/2079-0775.2025.2.06
- Shatokhin V. M., Shatokhina N. V., Sobol' V. M. Vibratsiyna diahnostychna model' kul'ovykh radial'no-porshnevnykh hidroob'yemnykh peredach [Vibration diagnostic model of ball radial piston pump of hydraulic gear]. *Avtomatyzatsiya vyrobnychyykh protsesiv u mashynobuduvanni ta pryladobuduvanni* [Industrial Process Automation in Engineering and Instrumentation]. 2014, vol. 48, pp. 30–37.
- Samorodov V. B., Bondarenko A. I. Osoblyvosti rozpodilu potokiv potuzhnosti u bezstupinchastykh hidroob'yemno-mekhanichnykh transmissiyakh [Features of power streams distribution in hydrostatic-mechanical transmissions]. *Visnyk Kharkivs'koho natsional'noho avtomobil'no-dorozhn'oho universytetu: zb. nauk. pr.* [Bulletin of the Kharkiv National Automobile and Road University: a collection of scientific papers]. Kharkiv, KhNADU Publ., 2013, vol. 63, pp. 7–17.
- Samorodov V. B., Bondarenko A. I. Tendentsiyi ta perspektyvy zastosuvannya v avtomobile- i traktorobuduvanni bezstupinchastykh hidroob'yemno-mekhanichnykh transmissiy [Tendencies and prospects of application of hydrostatic-mechanical transmission in car- and tractorbuilding]. *Avtomobilnyi transport*. 2012, vol. 30, pp. 13–22.
- Samorodov V. B., Shevtsov V. M. Rezul'taty eksperymental'noho doslidzhennya hidroob'yemnoyi peredachi [The results of an experimental study of hydrostatic transmission]. *Visnyk Nats. tekhn. un-tu "KhPI". Seriya: Transportne mashynobuduvannya* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Vehicle engineering]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2017, no. 5 (1227), pp. 41–46.
- Samorodov V. B., Yepifanov V. V., Hrynenko H. H. Obruntuvannya zbizhnosti rekurentnykh protsedur pry vyznachenii parametriv hidroob'yemnykh peredach pry roboti u skladi hidroob'yemno-mekhanichnykh transmissiy [The rationale for the convergence of recurrent procedures in determining the parameters of the hydraulic displacement gears when working as a part of the hydraulic-mechanical transmissions]. *Visnyk Nats. tekhn. un-tu "KhPI": zb. nauk. pr. Seriya: Avtomobile- ta traktorobuduvannya* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Series: Automobile and Tractor Construction]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2017, no. 13 (1235), pp. 3–14.
- Samorodov V. B., Bondarenko A. I. Perspektyvni hidroob'yemno-mekhanichni transmissiyi dlya kolisnykh traktoriv sil'skohospodars'koho pryznachennya [Perspective hydrostatic-mechanical transmissions for wheeled tractors of agricultural setting]. *Avtomobilnyi transport*. 2013, vol. 32, pp. 12–17.
- Samorodov V. B., Shevtsov V. M. Rozvytok transmissiynoho matrychnoho analizu tvordenyamy temperaturnykh matryts' v systemakh hidropryvodiv hidroob'yemno-mekhanichnykh transmissiy [The development of the transmission matrix analysis matrix input temperature hydraulic systems hydrovolumetric mechanical transmissions]. *Visnyk Nats. tekhn. un-tu "KhPI". Seriya: Transportne mashynobuduvannya* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Vehicle engineering]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2017, no. 14 (1236), pp. 85–92.
- Samorodov V., Avrunin G. Solution of the problem of calculating the leakage working fluid in eccentric gap of the ball piston pair hydraulic fluid power machine. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2021, no. 1, pp. 81–87.
- Samorodov V., Pelipenko E. Analysis of the development modern transmission wheeled tractors. *European Cooperation*. 2016, vol. 6, issue 13, pp. 49–57.
- Samorodov V., Burluga M. The optimization algorithm in determining the relationship between technical and economic indices of machine-tractor unit with hydrovolumetric-mechanical transmission. *European Cooperation*. 2016, vol. 3, issue 10, pp. 94–107.
- Samorodov V. B., Avrunin H. A., Kyrychenko I. H., Bondarenko A. I., Pelypenko Ye. S. *Hidro- ta pnevmosystemy v avtotraktorobuduvanni: navch. posib.* [Hydraulic and pneumatic systems in tractor construction]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., FOP Panov A. M. Publ., 2020. 524 p.
- Avrunin H. A., Kyrychenko I. H., Moroz I. I. *Osnovy ob'yemnoho hidropryvoda i hidropnevoavtomatyky: navch. posib.* [Fundamentals of volumetric hydraulic drives and hydraulic-pneumatic automation]. Kharkiv, KhNADU Publ., 2009. 424 p.
- Avrunin H. A., Hlushkova D. B. Evolyutsiya par tertya v ob'yemnykh hidromashynakh zavdyaky dosyahnenniyam u materialoznavstvi ta tekhnolohiyakh [Evolution of friction couples in volume hydraulic machines due to achievements in material science and technology]. *Visnyk Kharkivs'koho natsional'noho avtomobil'no-dorozhn'oho universytetu: zb. nauk. pr.* [Bulletin of the Kharkiv National Automobile and Road University: a collection of scientific papers]. Kharkiv, KhNADU Publ., 2023, vol. 103, pp. 94–103. doi: 10.30977/BUL.2219-5548.2023.103.0.94
- Kozhushko A. P. Vyznachennya optymal'noho zakonu zminy parametriv rehulyuvannya hidromashyn hidroob'yemnoyi peredachi v protseji rozhonu kolisnykh traktoriv z hidroob'yemno-mekhanichnoyu transmissiyeyu [Determining the optimal parameters for controlling law change of hydraulic fluid transfer during acceleration wheeled tractors hydrostatic mechanical transmissions]. *Visnyk Sums'koho natsional'noho ahrarnoho universytetu. Seriya: Mekhanizatsiya ta avtomatyzatsiya vyrobnychyykh protsesiv* [Bulletin of Sumy NAU. Series: Mechanization and automation of production processes]. Sumy, Vyd-vo SNAU Publ., 2014, vol. 11 (26), pp. 108–114.
- Marietta M. *A Compact Transmission for AFAS/FARV. Packed with Five Generations of Performance Growth*. USA, 1993. 11 p.
- Achten P. A. J., Vael G. E. M., Heybroek K. Efficient hydraulic pumps, motors and transformers for hydraulic hybrid systems in

- mobile machinery. *VDI-Fachkonferenz Getriebe in Mobilen Arbeitsmaschinen, VDI-Wissensforum*. 2011, pp. 1–19. Available at: <https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:1051356/FULLTEXT02.pdf> (accessed 11.10.2025).
24. Hlushkova D. B., Avrunin H. A., Ryzhkov Yu. V., Voronkov O. I., Stepanyuk A. I., Hnatyuk A. A. Pdivyshchennya znosostiykosti vuzliv ob'yemnoho hidropyvoda [Increasing the wear resistance of the pump-controlled hydraulic drive units]. *Visnyk Kharkivskoho natsional'noho avtomobil'no-dorozhn'oho universytetu: zb. nauk. pr.* [Bulletin of the Kharkiv National Automobile and Road University: a collection of scientific papers]. Kharkiv, KhNADU Publ., 2021, vol. 94, pp. 80–84. doi: 10.30977/BUL.2219-5548.2021.94.0.80
25. Avrunin H. A., Hlushkova D. B. Dosvid vykorystannya par tertya kovzannya, ushchil'nen' ta robochyykh ridyn v ob'yemnykh hidropyvodakh budivel'nykh ta dorozhnykh mashyn [Experience in using pairs of sliding friction, seals and working fluids in hydraulic fluid power of construction and road machines]. *Materialoznavstvo ta tekhnolohiyi. Materialy mizhnarodnoyi naukovo-tekhnichnoyi konferentsiyi (22–23 veresnya 2022 r., Kharkiv)* [Materials Science and Technology. Proc. of the Int. Scientific and Technical Conf. (22–23 September 2022, Kharkiv)]. Kharkiv, KhNADU Publ., 2022, pp. 91–103.

Надійшла (received) 05.12.2025

#### *Відомості про авторів / About the Authors*

**Аврунін Григорій Аврамович (Avrunin Grigory)** – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Будівельні і дорожні машини»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0191-3149>; e-mail: [griavrunin@ukr.net](mailto:griavrunin@ukr.net)

**Подригало Михайло Абович (Podrigalo Mikhail)** – доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, завідувач кафедри «Технологія машинобудування і ремонту машин»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1624-5219>; e-mail: [pmikhab@gmail.com](mailto:pmikhab@gmail.com)

**Подригало Надія Михайлівна (Podryhalo Nadiya)** – доктор технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Комп'ютерна графіка»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2426-0336>; e-mail: [pnm2018@ukr.net](mailto:pnm2018@ukr.net)

**Каторгін Олександр Миколайович (Katorgin Oleksandr)** – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, аспірант; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0007-7268-3647>; e-mail: [kato.al8512@gmail.com](mailto:kato.al8512@gmail.com)

**Білан Ігор Володимирович (Bilan Ihor)** – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, аспірант; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0005-5585-1317>; e-mail: [mail@plinf.info](mailto:mail@plinf.info)

**Мороз Ірина Іванівна (Moroz Iryna)** – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, старший викладач кафедри «Вища математика»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5950-2089>; e-mail: [irinamoroz1@ukr.net](mailto:irinamoroz1@ukr.net)