

УДК 625.7.08.002.5

## АНАЛІТИЧНЕ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ТЕМПЕРАТУРНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОЇ РІДИНИ РЕГУЛЬОВАНОВОГО ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДУ МАШИН

*Микола Михалюк, к. т. н., Ярослав Шолудько, к. т. н.,*

*Михайло Бабич, к. т. н., Руслан Гуменюк, к. т. н.*

*Львівський національний університет природокористування,*

*вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Львівський р-н, Львівська обл., Україна*

*e-mail: gazowod@ukr.net, sholudko@email.ua, m.babych@ukr.net, ruslan video@gmail.com*

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2024.28.036>

### **Михалюк М., Шолудько Я., Бабич М., Гуменюк Р. Аналітичне та експериментальне визначення температурних параметрів робочої рідини регульованого об'ємного гідроприводу машин**

Розглянуто гідросистему сучасного навантажувача JCB 4CX Sitemaster Pro. Встановлено вплив температури робочої рідини на потужність гідравлічного приводу в цілому та його залежність від технічного стану елементів гідравлічної системи. Проведені розрахунки та дослідження показали, що теоретично нові насоси, які мають експлуатаційний знос, мають різну раціональну температуру робочої рідини. Проведено аналіз проблем підвищення ефективності потужності маніпулятивного гідроприводу і мехатронних систем, а також гідравлічного приводу сільськогосподарської техніки, транспортних засобів, дорожньо-будівельної техніки та вантажопідйомного обладнання, що працює у важких умовах експлуатації. Розглянуто перспективні напрями вдосконалення існуючих та створення нових візців і моделей силового гідроприводу вищезазначених систем, установок, машин та обладнання. Розглянуті способи підвищення ККД регульованого об'ємного гідравлічного приводу з використанням кількох об'ємних гідромоторів. Проведені дослідження показують, що втрата тиску в нагнітальній магістралі від насоса до входу в гідромотор повинна бути мінімальною. Запропонований метод побудови кривих сталої гідромотора, використання якого дає уявлення про значення витрати і максимального тиску, що розвивається насосним агрегатом. Пропонуються методи зниження енергії: значення параметрів потоку повинні бути підібрані максимально наближеними до значень подачі насосного агрегату. У разі конструктивної складності необхідно зменшити втрати енергії на дроселювання за рахунок використання регуляторів витрати і клапанів тиску.

**Ключові слова:** регульований насос, робоча рідина, витрата рідини, робочий тиск, температура, потужність, гідравлічний привод, дроселювання, кондиціонування, гідромотор, регулятор, в'язкість, клапан, експеримент.

### **Mykhaliuk M., Sholudko Ya., Babych M., Humeniuk R. Analysis and experimental determination of temperature parameters for the working fluid in an adjustable volumetric hydraulic drive for machines**

The hydraulic system of the modern loader JCB 4CX Sitemaster Pro is examined. The influence of the working fluid temperature on the hydraulic drive power as a whole, and its dependence on the technical condition of the hydraulic system components, has been established. Calculations and studies have shown that new pumps with operational wear theoretically have different optimal working fluid temperatures. An analysis has been conducted on the issues of increasing the efficiency of the power manipulative hydraulic drive and mechatronic systems, as well as the hydraulic drive of agricultural machinery, vehicles, road construction equipment, and lifting equipment operating under harsh conditions. Promising directions for improving existing and creating new samples and models of power hydraulic drives for the aforementioned systems, installations, machines, and equipment are determined. The methods for increasing the efficiency of a variable displacement hydraulic drive using multiple displacement hydraulic motors have been considered. The research shows that the pressure loss in the supply line from the pump to the inlet of the hydraulic motor should be minimal. The proposed method for constructing constant hydraulic motor curves provides insight into the values of flow rate and maximum pressure developed by the pump unit. Methods for reducing energy are proposed: the flow parameter values should be selected as closely as possible to the values of the pump unit output. In case of design complexity, it is necessary to reduce energy losses due to throttling by using flow regulators and pressure valves.

**Keywords:** adjustable pump, working fluid, fluid flow, working pressure, temperature, power, hydraulic drive, throttling, conditioning, hydraulic motor, regulator, viscosity, valve, experiment.

**Постановка проблеми.** Гідравлічний привід є основою в конструкціях новітньої сільськогосподарської техніки, дорожніх та будівельних машин. Неодноразово підтверджено високу ефективність гідравлічного приводу підйомно-транспортних машин та гідрос-

татичних трансмісій приводу ведучих коліс. Під час визначення показників ефективності роботи гідроприводів необхідно особливу увагу приділити температурним режимам та їх впливу на працездатність гідроприводу в цілому.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Для надання руху механізмам і машинам у гідروприводах застосовують як робочу рідину гідравлічні оливи, які додатково виконують функцію змащення поверхонь елементів систем гідроприводів. Важливою функцією робочої рідини є відведення теплоти у навколишнє середовище через систему кондиціонування [1;3]. У гідросистемах необхідно використовувати робочі рідини, які характеризуються невеликою в'язкістю, хорошими мастильними властивостями, високою температурою кипіння та низькою температурою загушення. Для досягнення оптимальних температурних параметрів робочої рідини слід застосовувати новітні системи кондиціонування гідравлічних оливок, що є обов'язковим для підвищення ефективності експлуатації гідравлічного приводу [1].

**Постановка завдання.** Порівняльну оцінку ефективності роботи гідравлічних систем проводять, як правило, на основі економічних критеріїв. Основним серед них є оцінка

$$N_{дв}(t_k \cdot \eta_q) = N_n(t_k \cdot \eta_q) - \sum_{i=1}^n \Delta P_i(t_k \cdot \eta_q) \cdot \Delta Q_i(t_k \cdot \eta_q), \quad (1)$$

де  $N_n(t_k \cdot \eta_q)$  – потужність насоса, що залежить від температури робочої рідини і коефіцієнта подачі;  $\Delta P_i(t_k \cdot \eta_q)$ ,  $Q_i(t_k \cdot \eta_q)$  – відповідно втрати тиску і витрата на ділянках залежно від температури робочої рідини і коефіцієнта подачі. Загальна витрата рідини становить:

$$Q = Q_n + Q_p + Q_{ГЦ} = \pi d_n \left[ \frac{\Delta P S_n^3}{12 \mu_0 \left(\frac{50}{t}\right)^m L} - \frac{v_{ch} S_n}{2} \right] + \frac{\Delta P S_p}{12 \mu_0 \left(\frac{50}{t}\right)^m \frac{R}{L_r}} + Q_p + Q_{ГЦ} \quad (2)$$

де  $Q_n$ ,  $Q_p$ ,  $Q_{ГЦ}$  – відповідно внутрішні перетікання в насосі, розподільнику та гідроциліндрі;  $\Delta p = p_1 - p_2$  – різниця тисків на вході й виході насоса;  $S_n$ ,  $S_p$  – відповідно зазори в поршневому і в розподільному блоках насоса;  $N$  – кількість поршнів у насосі;  $v_{ch}$ ,  $d_n$  – середня швидкість руху і діаметр поршня насоса;  $R$ ,  $r$  – відповідно відстані від осі до зовнішньої та внутрішньої кромки розподільного отвору насоса;  $L$  – довжина ущільнювальної частини поршня насоса;  $m$  – показник ступеня, залежний від властивостей робочої рідини;  $\mu_0$  – динамічна в'язкість робочої рідини [2; 6].

Джерелом енергії є регульований аксіально-поршневий насос. Регулятори зміни робочого об'єму гідромашин бувають слідкуючими, із заданням режиму регулювання оператором, та автоматичними [5]. Схема гідронасоса показана на рис. 1. Слідкуючі регулятори застосовують в об'ємних гідроприводах із замкненим або розімкненим ланцюгами циркуляції робочої рідини в системах машинного (об'ємного) регулювання швидкості гідромотора, а автоматичні – у системах дросельного регулювання гідромотора або гідроциліндра. За використання дросельного регулювання швидкості руху вихідної ланки гідродвигуна спостерігаються підвищення температури робочої рідини внаслідок такого явища, як дроселювання [5].

Характеристики регуляторів слідкуючого типу наведені на рис. 2 у вигляді залежності подачі насоса  $Q_n$  від положення регульовального органа  $\chi$ : кута нахилу  $\gamma$  ручки переміщення приводу слідкуючого золотника (гідро-

затрат енергоносіїв на одиницю виконаної роботи. Наше завдання – дослідити вплив температури робочої рідини, що використовується в системах гідравлічного приводу машин, на параметри гідропередачі з урахуванням таких чинників, як в'язкість рідини, витрата рідини, втрати тиску.

**Виклад основного матеріалу.** Для дослідження впливу температури робочої рідини на параметри гідропередачі розглянемо схему з послідовно сполучених складових гідроприводу навантажувача JCB 4CX Sitemaster Pro: насос – гідророзподільник – гідроциліндр – гідророзподільник – фільтр – бак. Умовно розділимо цей ланцюг на лінійні ділянки і окремі місцеві опори. При визначенні споживаної потужності гідродвигуна залежно від робочих параметрів гідравлічної оливи (температура, в'язкість) та загального об'ємного ККД гідроприводу запропоновано математичну модель:

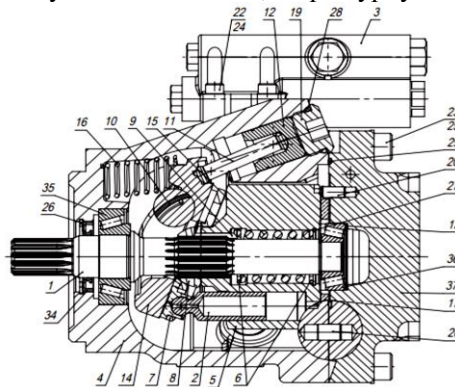
механічний регулятор типу МН), тиску керування  $P_u$  редукційним гідроклапаном на вході в гідроциліндр, зміни кута похилого диска (гідравлічний регулятор типу НД) або значення струму  $I$  на пропорційних електромагнітах (пропорційний регулятор типу ЕР). Незалежно від конструктивних відмінностей регуляторів їх теоретичні характеристики мають лінійний характер [4]. Загальне допустиме зниження об'ємного ККД гідроприводу визначається можливістю забезпечити своє функціональне призначення, економічною доцільністю використання або забезпеченням безпеки [2; 8]. Були розглянуті регульовані насоси з  $\eta=0,98$ ,  $0,8$  і  $0,65$  (новий, граничний стан за економічним критерієм і технічний граничний стан унаслідок втрати працездатності) в інтервалі температур від  $10$  до  $70$  °С.

Втрати тиску в гідроагрегатах не піддаються аналітичному розрахунку, тому їхні

характеристики визначаються експериментально.

$$\Delta P_{Q_i} = \Delta P_{Q_n} \left( \frac{Q_i}{Q_n} \right)^m \cdot \left( \frac{V_i}{V_n} \right)^n; \quad (3)$$

де  $\Delta P_{Q_n}$  – втрати тиску в гідроагрегаті за номінальної витрати й номінальної в'язкості;  $\Delta P_{Q_i}$  – втрати тиску в гідроагрегаті при розрахунковій витраті та при розрахунковій в'язкості. При цьому для ламінарного режиму показники ступеня  $m = 1, n = 1$ , а при турбулентному –  $m = 2, n = 0$ .



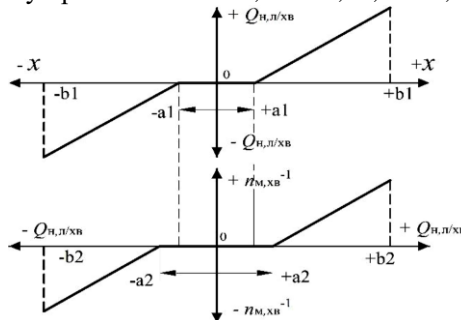
**Рис. 1.** Аксіально-поршневий насос серії PVC (PVC1):

- 1 – вал; 2 – плунжер із під'ятником; 3 – регулятор робочого об'єму; 4 – корпус; 5 – блок циліндрів;  
6 – шайба; 7 – сепаратор; 8 – втулка сферична; 9 – штир; 10 – підшипник; 11 – шток управління;  
12 – поршень управління; 13 – кільце регулювальне; 14 – люлька; 15 – пружина; 16 – пружина люльки;  
17 – розподільник; 18 – пробка дренажу; 19 – пробка управління; 20 і 21 – штифти; 22 і 23 – гвинти;  
24 і 25 – шайби; 26 і 27 – кільця стопорні; 28...33 – кільця ущільнювальні; 34 – манжета;  
35 і 36 – підшипники; 37 – кришка задня

**Fig. 1.** Axial-piston pump of the PVC series (PVC1):

- 1 – shaft; 2 – plunger with thrust bearing; 3 – displacement regulator; 4 – body; 5 – cylinder block; 6 – washer; 7 – separator; 8 spherical bushing; 9 pin; 10 bearing; 11 control rod; 12 control piston; 13 – adjusting ring; 14 – cradle; 15 – spring; 16 – cradle spring; 17 – distributor; 18 drainage plug; 19 – control plug; 20 and 21 – pins; 22 and 23 – screws; 24 and 25 – washers; 26 and 27 – retaining rings; 28...33 – O-rings; 34 – cuff; 35 and 36 – bearings; 37 – rear cover

Через велику кількість місцевих опорів у цих гідроагрегатах виникає нестійкий перехідний режим руху робочої рідини. Тому приймають  $m = 1,75 \dots 1,85, n = 0,15 \dots 0,25$  [6].



**Рис. 2.** Теоретичні характеристики зміни подачі насоса від керувального сигналу регулятора робочого об'єму насоса  $Q_n$  та частоти обертання  $n_m$  гідромотора від подачі насоса  $Q_n$  для об'ємного гідроприводу із замкнутою циркуляцією

**Fig. 2.** Theoretical characteristics of the change in pump supply from the control signal of the regulator of the working volume of the pump  $Q_n$  and the frequency of rotation  $n_m$  of the hydraulic motor from the supply of the pump  $Q_n$  for a volumetric hydraulic drive with closed circulation

На рис. 3 зображена схема гідроприводу з гідромашин серії Н у складі стенда для дослідницьких випробувань. До блоку насоса БН входять регульований насос Н, насос живлення Нп, запобіжний клапан КПп, зворотні (антикавітаційні) клапани КО1 і КО2. До складу гідророзподільника Р зі слідкующим золотником включена система управління гідроциліндрами Ц1 і Ц2, що відповідає за зміну кута нахилу диска

регулятора робочого об'єму насоса. Два редуційних клапани КР1 і КР2 з електромагнітним пропорційним управлінням забезпечують переміщення слідкуючого золотника гідророзподільника Р. Тяга зворотного зв'язку ЗЗ з'єднує спостережний золотник і гідроциліндри. Система дроселів ДР1...ДР3 призначена для регулювання часу виходу регулятора насоса на задану подачу робочої рідини [7].

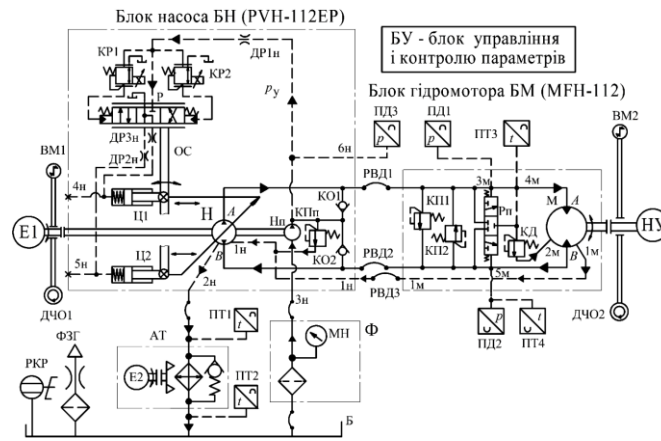


Рис. 3. Гідравлічна принципова схема стендового об'ємного гідроприводу, яка складається з аксіально-поршневих гідромашин серії Н (Н2)

Fig. 3. Hydraulic principle diagram of bench volume hydraulic drive, which consists of axial-piston hydraulic machines of the N series (N2)

Втрати корисної потужності на окремих ділянках гідроприводу:

$$\Delta N_i = \Delta P_i \cdot Q_i. \quad (4)$$

Загальний ККД гідроприводу визначають за співвідношенням

$$\eta = \frac{N_{e\partial}}{N_n}, \quad (5)$$

де  $N_{e\partial}$  – корисна потужність гідродвигуна (гідродвигунів), кВт;

$N_n$  – потужність на привід насоса (насосів), кВт.

Якщо гідродвигуни працюють неодноразово, то необхідно визначити загальний ККД для гідроприводу кожного робочого органу. У разі одночасної роботи гідродвигунів у співвідношенні (5) підставляють сумарну повну потужність вихідних ланок і сумарну потужність насосів.

Втрати потужності в гідроприводі перетворюються на тепло. Щоб гідропривід не перегрівався, тепло має передатись навколишньому середовищу.

Кількість тепла, що виділяється гідроприводом за секунду у розрахунковому режимі його роботи, дорівнює  $N_n(1-\eta)$ , кВт. З рівняння теплового балансу для усталеного теплового режиму визначається середня температура  $T$  робочої рідини гідроприводу:

$$T = T_o + \frac{N_n(1-\eta)}{\sum \alpha_i \cdot S_i}, \quad (6)$$

де  $T_o$  – температура навколишнього середовища, °С;

$\alpha_i$  – коефіцієнт тепловіддачі  $i$ -го елемента, кВт·град/м<sup>2</sup>;

$S_i$  – площа поверхні  $i$ -го елемента, м<sup>2</sup>.

Коефіцієнт  $\alpha_i$  залежить від конструктивних особливостей елемента та умов обтікання його повітрям. Наближені значення  $\alpha_i$  для елементів з гладкими стінками: у разі ускладненої циркуляції повітря – 0,009; вільної циркуляції – 0,015; примусового обдуву – 0,023 [3; 5].

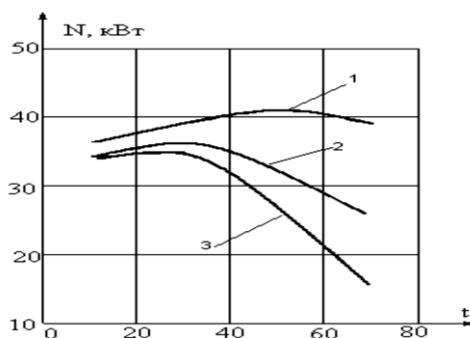
Площа  $S$  розраховується наближено, виходячи з габаритних розмірів елементів гідроприводу. Найраціональнішою формою гідробака вважають паралелепіпед. Рівень робочої рідини в ньому не перевищує звичайно 0,5 висоти бака. За цієї умови і співвідношення сторін паралелепіпеда від 1:1 до 5:3 розрахункова площа поверхні охолодження бака визначається за виразом [2]:

$$S_o \approx 6,6\sqrt[3]{W^3}, \quad (7)$$

де  $W$  – об'єм робочої рідини (місткість) бака, м<sup>3</sup>.

За загальним ККД і питомою металомісткістю оцінюють технічну досконалість розглядуваного гідроприводу.

Зі збільшенням температури робочої рідини її в'язкість зменшується і зменшуються втрати тиску й потужності в магістралях гідроприводу. Однак при цьому збільшуються внутрішні перетікання всередині гідроагрегатів, що призводить до збільшення втрат потужності [5;6]. Нові насоси ( $\eta = 0,98$ ), дійсно, найбільшу потужність подають до гідродвигуна за температури 50 °С (крива 1, рис. 4).



**Рис. 4.** Вплив температури робочої рідини на потужність гідродвигуна  
**Fig. 4.** The influence of the temperature of the working fluid on the power of the hydraulic motor

Експериментальні дослідження вказують на те, що показник експлуатаційного зносу насоса прямо пропорційний зменшенню його коефіцієнта подачі, що, своєю чергою, призводить до зниження температури робочої рідини, при якій найбільша потужність надходить до гідродвигуна. Для насосів, що мають коефіцієнт подачі  $\mu_0 = 0,8$ , ця температура дорівнює 30...35 °С (крива 2, рис. 4), а для насосів, що мають  $\mu_0 = 0,65 - 10...20$  °С (крива 3, рис. 4).

**Висновки.** У гідромашинах із регульованим робочим об'ємом застосовані ефективні регулятори з автоматичними та електрогідравлічними пропорційними системами. Проведено аналіз технічного рівня, суттєво підвищеного останніми роками, і наведено номограми для вибору типорозмірів гідромашин. Проведені дослідження дають розуміння того, що нові насоси й які мають експлуатаційний знос, мають різну раціональну температуру робочої рідини. За раціональних значень температури до гідродвигуна зношеними насосами може бути подана майже вдвічі більша потужність, ніж при температурі 50 °С, рекомендованій для нових насосів (крива 1, 2 і 3, рис. 3). Споживана потужність насоса при цьому практично не змінюється.

#### Бібліографічний список

1. Буренніков Ю. А., Немировський І. А., Козлов Л. Г. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи: навч. посіб. Вінниця: ВНТУ, 2013. 273 с.
2. Гідравліка, сільськогосподарське водопостачання та гідропневмопривод / В. А. Ді-

дур, О. Д. Савченко, С. І. Пастушенко, С. І. Мовчан. Запоріжжя: Прем'єр, 2005. 464 с.

3. Гідро- та пневмосистеми в автотракторобудуванні: навч. посіб. / В. Б. Самородов, Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, А. І. Бондаренко, Є. С. Пелипенко; за ред. В. Б. Самородова. Харків: ФОП Панов А. М., 2020, 524 с.

4. Метод поліпшення динамічних характеристик процесу пуску об'ємного гідропривода з замкненим ланцюгом циркуляції робочої рідини / Я. Лур'є, В. Б. Самородов, Г. А. Аврунін, Є. Н. Цента. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. 2019. № 2. С. 68–76.

5. Михалюк М. А., Барабаш Р. І. Аналіз залежностей параметрів та показників ефективності технологічного процесу ТО-2 та ТО-3 тракторів ХТЗ–1613. *Науковий вісник ТДАТУ імені Дмитра Моторного*. 2021. Вип. 11, т. 2. С. 264-271. doi: 10.31388/2220-8674-2021-2-23.

6. Михалюк М. А., Боярчук В. М., Шолудько Я. В. Гідроприводи: навч. посіб. Львів: ЛНУП, 2024. 175 с.

7. Fluid power systems and components ISO 1219-1. Graphic symbols and circuit diagrams. Part 1: Graphic symbols for conventional use and data-processing applications. ISO 1219-12-1:2006 (E/F). 88 p.

8. Hydraulic Motor/Pump Series F11/F1 2 Fixed Displacement. PARKER HYDRAULICS; HY17-8249/UK. October, 2000. 31 p.

Стаття надійшла 12.06.2024