

Ю. А. Бурєнніков<sup>1</sup>  
О. В. Дерібо<sup>1</sup>  
С. В. Репінський<sup>1</sup>

## ЗАСОБИ АВТОМАТИЗАЦІЇ РОЗРАХУНКУ ПАРАМЕТРІВ ГІДРОДВИГУНА

<sup>1</sup>Вінницький національний технічний університет

*Розглянуто задачу підвищення ефективності проектування гідроприводів шляхом автоматизації розрахунку основних параметрів гідродвигунів, які є важливими елементами об'ємних гідроприводів мобільної та стаціонарної техніки. Правильний вибір типу та параметрів гідродвигуна безпосередньо впливає на ефективність роботи всього гідроприводу. Встановлено, що традиційні методи розрахунків, які виконуються без використання відповідних комп'ютерних програм, вимагають значних затрат часу. Метою дослідження є розробка програмного засобу, який дозволить автоматизувати процес визначення параметрів гідродвигуна відповідно до бажаних експлуатаційних характеристик, а також забезпечить точні та швидкі розрахунки.*

*Описано алгоритми розрахунку для гідроциліндрів (поступальний рух) та гідромоторів (обертальний рух). Для гідроциліндрів подано методикку визначення площі поршня, розрахунку діаметра поршня і штока, а також перевірки штока на стійкість. Розрахунок враховує сили технологічного навантаження, тиску в робочих порожнинах, сили тертя та інші фактори. Для гідромоторів наведено алгоритм визначення робочого об'єму за відомим крутним моментом і тиском, що дозволяє встановити необхідні параметри для вибору оптимального типорозміру гідромотора.*

*Розроблена комп'ютерна програма реалізує ці алгоритми у вигляді інтерактивного застосунку, що може використовуватись як у навчальному процесі (під час виконання курсових та дипломних робіт), так і у виробництві. Програма має зручний інтерфейс, містить набір довідникових даних, дозволяє уникнути можливих помилок ручного розрахунку і може бути корисна для інженерів-проектувальників, викладачів та студентів. Розробка сприяє цифровізації процесів розрахунку в сфері машинобудівного гідроприводу.*

**Ключові слова:** об'ємний гідропривід, гідродвигун, гідроциліндр, гідромотор, алгоритм, комп'ютерна програма.

### Вступ

Гідроприводи широко застосовуються у машинобудівних виробках. Наразі гідроприводами оснащують як мобільні машини, так і стаціонарне технологічне обладнання.

Широке використання машин з гідроприводами потребує якісної підготовки спеціалістів, які займаються проектуванням, виготовленням та експлуатацією машин з такими приводами. Тому виконання практичних завдань (зокрема курсової роботи) з дисципліни «Гідравліка, гідро- та пневмоприводи» певною мірою сприяє вирішенню цього завдання [1]—[5].

*Метою роботи є розробка комп'ютерної програми, призначеної для автоматизації розрахунку параметрів гідравлічного двигуна за заданими вхідними даними, яка буде корисною інженерам та студентам машинобудівних спеціальностей для розрахунків у сфері гідроприводу, зокрема під час виконання курсової роботи з дисципліни «Гідравліка, гідро- та пневмоприводи» для спеціальності G9 «Прикладна механіка».*

У працях [1], [2] наведено рекомендації та алгоритм розрахунку параметрів і вибору гідродвигунів для виконавчого контуру гідроприводу, а в [5] розглянуто деякі попередні результати розробки комп'ютерної програми.

### Результати дослідження

Гідродвигун разом з насосом є основними агрегатами, які входять до складу виконавчого контуру гідроприводу і призначаються для перетворення гідравлічної енергії, що генерується насосом, в механічну з параметрами, необхідними для ефективного функціонування технологічної машини.

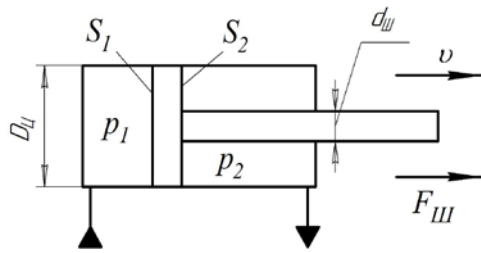


Рис. 1. Розрахункова схема несиметричного гідроциліндра (з одностороннім штоком)

Основна частина гідродвигунів належить до одного з двох типів: гідродвигуни поступального руху (гідроциліндри); гідродвигуни обертального руху (гідромотори).

Під час проектування гідроприводу з гідроциліндром вибирається необхідна схема гідроциліндра залежно від заданого робочого циклу. На рис. 1 показана схема гідроциліндра з одностороннім штоком яка є найпоширенішою в мобільних машинах та стаціонарному технологічному обладнанні.

Для такого гідроциліндра рівняння сил, що діють на його шток, можна записати у вигляді

$$F_{ш} = p_1 S_1 - p_2 S_2 - b_{ц} v - F_{тер} (v, p_1, p_2, \tau, F_{тер0}) - G \cos \alpha, \quad (1)$$

де  $F_{ш}$  — зусилля, що діє на шток гідроциліндра;  $p_1, p_2$  — тиск в порожнинах нагнітання та зливу відповідно;  $S_1, S_2$  — ефективні площі поршня в порожнинах нагнітання та зливу відповідно;  $b_{ц}$  — коефіцієнт в'язкого тертя;  $b_{ц} v$  — складова в'язкого тертя, яка пропорційна швидкості  $v$  переміщення поршня;  $G = mg$  — вага вузлів, які переміщуються поршнем гідроциліндра під кутом  $\alpha$  до горизонту;  $F_{тер} (v, p_1, p_2, \tau, F_{тер0})$  — нелінійна складова сил тертя, яка залежить від величини і напрямку швидкості  $v$ , тисків  $p_1$  і  $p_2$  в порожнинах гідроциліндра, часу  $\tau$ , висоти поршня перед моментом початку руху, а також від початкової сили тертя  $F_{тер0}$ , яка має, наприклад, натяг між ущільнювальним елементом поршня і гільзою і т. п.

Рівняння (1) після перетворень має такий вигляд (коли  $G \cos \alpha = 0$ ):

$$p_1 S_1 \cdot \left( 1 - \frac{p_2 S_2}{p_1 S_1} \right) = F_{ш \max} \cdot \left( 1 + \frac{b_{ц} v + F_{тер0}}{F_{ш \max}} \right), \quad (2)$$

де  $\left( 1 - \frac{p_2 S_2}{p_1 S_1} \right) = \eta_{реж}$  — ККД режиму руху поршня гідроциліндра, який враховує втрати енергії, викликані наявністю протитиску  $p_2$  (коли  $p_1 > p_2$ ) під час робочого ходу поршня,  $F_{ш \max}$  — максимальне значення навантаження, що діє на шток.

Введемо позначення

$$S_2 / S_1 = k_{ц}; \quad p_2 / p_1 = k_P; \quad \frac{b_{ц} v + F_{тер0}}{F_{ш \max}} = k_b.$$

Коефіцієнт  $k_{ц}$  призначається конструктивно, визначає несиметричність гідроциліндра і використовується для визначення  $S_2 = S_1 \cdot k_{ц}$  та площі поперечного перерізу штока  $S_{ш} = S_1 - S_2 = S_1 \cdot (1 - k_{ц})$ ;  $k_{ц} = 0,5 \dots 0,85$ .

Коефіцієнт  $k_P$  визначає тиск  $p_2$  як частку тиску  $p_1$ ,  $p_2 = p_1 \cdot k_P$ . Визначаючи коефіцієнт  $k_P$ , тим самим попередньо визначається, яка частка тиску  $p_1$  буде втрачена у гідросистемі виконавчого контуру як у нагнітальній, так і в зливній магістралях (залежить від схеми керування гідроприводом, тобто від числа і виду місцевих опорів — робочих вікон і каналів гідроапаратури); рекомендується брати

$$k_P = 0,10 \dots 0,25.$$

Коефіцієнт  $k_b$  визначає сили в'язкого і сухого тертя як частку сили  $F_{ш \max}$ ;  $k_b = 0,08 \dots 0,15$ .

З урахуванням взятих позначень з рівняння (2) отримаємо

$$S_1 = \frac{F_{ш \max} (1 + k_b)}{p_{1P} (1 - k_{ц} k_P)} [\text{м}^2]. \quad (3)$$

Для визначення  $S_1$  за рівнянням (3) необхідно попередньо призначити робочий тиск  $p_{1p}$  з ряду, нормального для відповідної галузі або підприємства, залежно від заданого максимального зусилля  $F_{ш\max}$ ,  $F_{ш\max} = F_{T\max}$ , де  $F_T$  — технологічне навантаження на шток (зусилля подачі металорізального інструмента, зусилля пресування і т. ін.) [1], [2].

Аналогічно отримуються розрахункові рівняння для гідроциліндрів за іншими схемами.

Далі визначається величина розрахункового діаметра гідроциліндра  $D_{цроз}$ . При цьому значення  $k_{ц}$  може бути встановлене в результаті попереднього розрахунку штока на розтяг, стиск або поздовжній згин.

$$\text{Тоді } D_{цроз} = \sqrt{\frac{4}{\pi}} S_1 \text{ [м]}. \quad (4)$$

Отримане значення  $D_{цроз}$  округлюється до стандартної величини  $D_{цст}$  з ряду стандартних значень або з довідкових даних [1], [2].

У разі отримання значень  $D_{цроз}$ , далеких від стандартних  $D_{цст}$ , проводиться перегляд значення  $p_{1p}$  або конструктивної схеми гідроциліндра і повторюються розрахунки за формулами (1)–(4).

Проводиться розрахунок діаметра штока  $d_{шроз}$

$$d_{шроз} = \sqrt{\frac{4}{\pi}} S_{ш} \text{ [м]}, \quad (5)$$

де  $S_{ш} = S_1 \cdot (1 - k_{ц})$ .

За даними галузевих каталогів встановлюється стандартний (нормалізований) його розмір  $d_{шст}$ .

Далі може бути проведений розрахунок циліндра на стійкість за заданою величиною ходу поршня  $L_{\max}$  та коефіцієнтом закріплення  $k_3$ .

Алгоритм розрахунку гідроприводу з гідроциліндром показаний на рис. 2.

Для розрахунку гідромотора необхідно визначити його характерний об'єм  $q'_{Мроз}$  або робочий об'єм  $q_{Мроз} = 2 \cdot \pi \cdot q'_{Мроз}$ .

Теоретичний крутний момент  $M_{кр}$  на валу гідромотора визначається із залежності

$$M_{кр} = (p_1 - p_2) \cdot q'_M, \quad (6)$$

де  $p_1$ ,  $p_2$  — відповідно тиск в лініях нагнітання і зливу.

Момент з урахуванням втрат на тертя

$$M_T = (p_1 - p_2) q'_M - b_M \omega - M_{тер}(\omega, p_1, p_2, \tau, M_{тер0}). \quad (7)$$

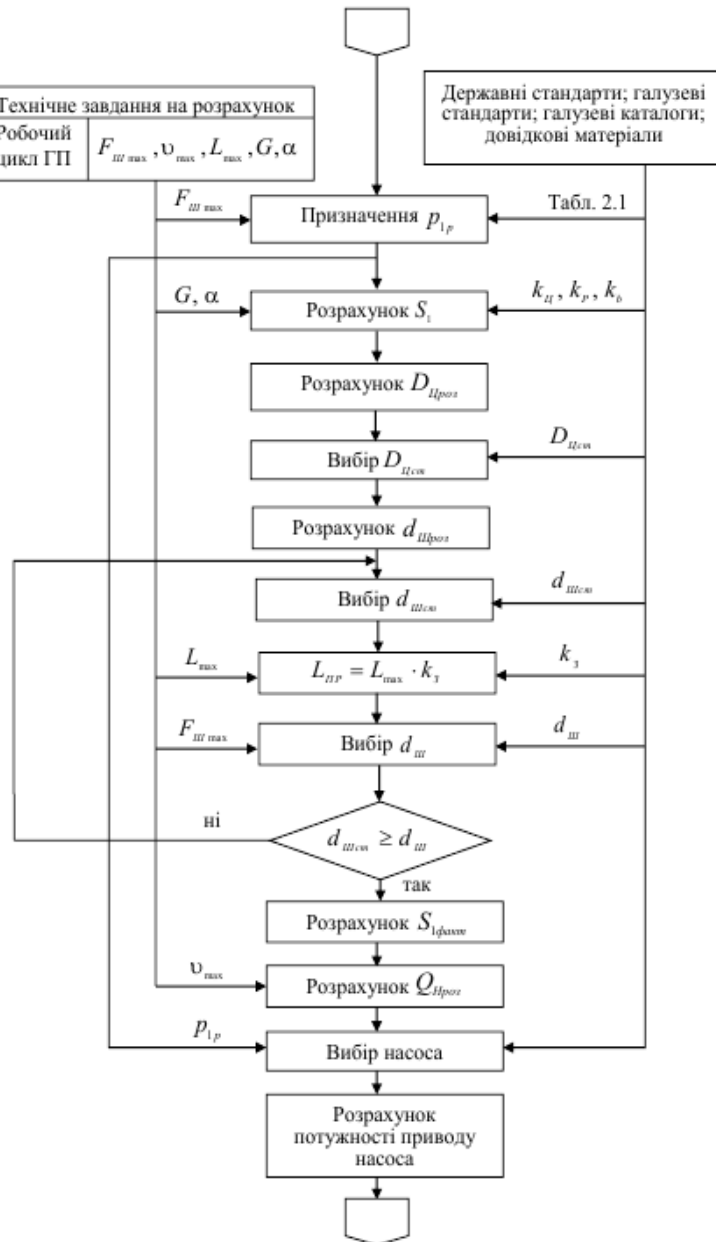


Рис. 2. Алгоритм розрахунку гідроприводу з гідроциліндром

В рівняннях (6)—(7) використано такі позначення:

$M_{KP}$  — крутний момент, який розвиває гідромотор (без врахування сил тертя);

$M_T$  — технологічний момент на валу гідромотора;  $b_M \omega$  — складовий момент в'язкого тертя, який пропорційний коефіцієнта  $b_M$  в'язкого тертя і кутовій швидкості  $\omega$  вала (ротора) гідромотора;

$M_{тер}(\omega, p_1, p_2, \tau, M_{тер0})$  — нелінійна складова моменту тертя, яка залежить в загальному випадку від величини і напрямку кутової швидкості  $\omega$ , тисків  $p_1$  і  $p_2$  в порожнинах гідромотора, початкового значення моменту тертя  $M_{тер0}$ , який утворюється різного роду попередніми натягами пружних елементів гідромотора (пружин, гумових ущільнень і т. п.), а також від тривалості  $\tau$  попереднього контакту деталей, які зазнають взаємного тертя, що передуює пуску гідромотора.

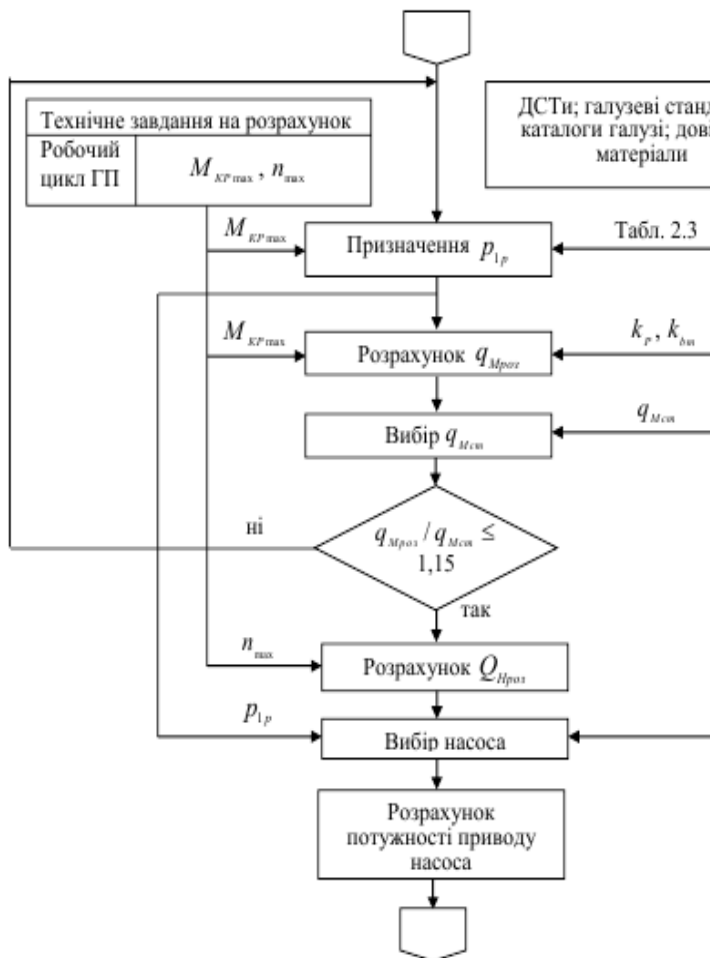
Тоді рівняння (7) можна перетворити до вигляду

$$(p_1 - p_2) \frac{q_M}{2\pi} = M_{T \max} \left( 1 + \frac{b_M \omega + M_{тер0}}{M_{T \max}} \right). \quad (8)$$

Після низки перетворень отримаємо розрахунковий робочий об'єм  $q_{Mроз}$ , за яким вибирається типорозмір гідромотора

$$q_{Mроз} = 2\pi \cdot \frac{M_{T \max} \cdot (1 + k_{bm})}{p_{1p} \cdot (1 - k_p)} \quad [\text{м}^3], \quad (9)$$

$$\text{де } k_p = p_2 / p_1; \quad k_{bm} = \frac{b_M \omega + M_{тер0}}{M_{T \max}}.$$



При цьому орієнтовне значення робочого тиску  $p_{1p}$  призначається з ряду, нормального для галузі, підприємства або вибраного типу гідромотора [1], [2].

Коефіцієнт визначає втрати тиску  $k_p = 0,10...0,25$ .

Коефіцієнт  $k_{bm}$  визначає моменти в'язкого і сухого тертя як частку моменту  $M_{T \max}$

$$k_{bm} = 0,08...0,15.$$

За розрахованим значенням  $q_{Mроз}$  підбирається значення  $q_{Mct}$ , що відповідає серійному типорозміру гідромотора для відповідної галузі або згідно з довідковими даними [1], [2]. При цьому зазвичай,  $q_{Mct} \geq q_{Mроз}$ , але так, щоб  $q_{Mct}/q_{Mроз} \leq 1,15$ . В іншому випадку розглядається можливість заміни  $p_{1p}$  і розрахунок повторюється.

Алгоритм розрахунку гідроприводу з гідромотором показаний на рис. 3.

Рис. 3. Алгоритм розрахунку гідроприводу з гідромотором

Розроблена комп'ютерна програма «Розрахунок параметрів гідродвигуна» призначена для розрахунку основних параметрів гідравлічного двигуна, зокрема гідроциліндра або гідромотора, за заданими вхідними даними навантаження, робочого тиску в гідроприводі та коефіцієнтів, які враховують втрати тиску в гідросистемі та втрати на тертя в гідродвигуні [6]. Програму розроблено в середовищі Delphi (Embarcadero).

Після запуску комп'ютерної програми «Розрахунок параметрів гідродвигуна» необхідно вибрати вкладку — «Розрахунок параметрів гідроциліндра» або «Розрахунок параметрів гідромотора».

Вибираючи вкладку «Розрахунок параметрів гідроциліндра» (рис. 4), необхідно ввести такі вхідні дані: навантаження на шток гідроциліндра; коефіцієнт, який визначає несиметричність гідроциліндра; коефіцієнт, який визначає втрати тиску в гідросистемі; коефіцієнт, який визначає втрати на в'язке та сухе тертя в гідроциліндрі; робочий тиск в гідроприводі, значення якого програма запропонує автоматично залежно від навантаження на шток. На виході отримуються дані про розрахунковий діаметр поршня гідроциліндра; стандартне значення діаметра поршня; ефективна площа поршня; розрахунковий діаметр штока; стандартне значення діаметра штока; площа поршня зі сторони штока.

В програмі є можливість самостійно задавати стандартні значення діаметрів поршня та штока гідроциліндра з автоматичним перерахунком залежних параметрів.

Вибираючи вкладку «Розрахунок параметрів гідромотора» (рис. 5), необхідно ввести такі вхідні дані: крутний момент на

Рис. 4. Інтерфейс програми для розрахунку параметрів гідроциліндра

Рис. 5. Інтерфейс програми для розрахунку параметрів гідромотора

валу гідромотора; коефіцієнт, який визначає втрати тиску в гідросистемі; коефіцієнт, який визначає втрати на в'язке та сухе тертя в гідромоторі; робочий тиск в гідроприводі, значення якого програма запропонує автоматично залежно від крутного моменту. На виході отримуються дані про розрахунковий робочий об'єм гідромотора.

### Висновки

Розроблено комп'ютерну програму, яка дозволяє розрахувати основні параметри гідравлічного двигуна, зокрема гідроциліндра або гідромотора, за заданими вхідними даними навантаження, робочого тиску в гідроприводі та коефіцієнтів, що враховують втрати тиску в гідросистемі та втрати на тертя у гідродвигуні. Програма має зручний інтерфейс, містить набір довідникових даних і може бути корисна інженерам, студентам для розрахунків у сфері гідравліки та гідроприводу.

### СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Ю. А. Буренніков, І. А. Немировський, і Л. Г. Козлов, *Гідравліка, гідро- та пневмоприводи*, навч. посіб. Вінниця : ВНТУ, 2013, 273 с. ISBN 978-966-641-518-2.
- [2] Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, В. П. Пурдик, та С. В. Репінський, *Гідравліка, гідро- та пневмоприводи. Курсове проектування для студентів напрямів підготовки 6.050502 – «Інженерна механіка», 6.050503 – «Машинобудування»*, навч. посіб. Вінниця : ВНТУ, 2014, 238 с.
- [3] Ю. А. Буренніков, О. В. Дерібо, Л. Г. Козлов, В. П. Пурдик, і С. В. Репінський, *Гідравліка, гідро- та пневмоприводи, гідропневмоавтоматика*, лаборатор. практик. Вінниця : ВНТУ, 2016, 100 с.
- [4] С. В. Репінський, Л. Г. Козлов, і Ю. А. Буренніков, *Керування регульованих насосів в гідроприводах, чутливих до навантаження*, моногр. Вінниця : ВНТУ, 2016, 199 с. ISBN 978-966-641-673-8.
- [5] Ю. А. Буренніков, С. В. Репінський, В. Ю. Андрусишен, А. О. Захарченко, та М. В. Цекот, «Автоматизація розрахунку параметрів гідродвигуна,» в Матеріалах XLVII науково-технічної конференції підрозділів Вінницького національного технічного університету (НТКП ВНТУ–2018), Вінниця, 14-23 березня 2018 р. Електрон. текст. дані. 2018. Режим доступу : <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt-2018/paper/view/5319>.
- [6] С. В. Репінський, О. В. Паславська, В. А. Подоляк, та В. Ю. Андрусишен, *Комп'ютерна програма «Розрахунок параметрів гідродвигуна.»* Свідчення про реєстрацію авторського права на твір № 86413. К.: Міністерство економічного розвитку і торгівлі України. Зареєстр. 26.02.2019.

Рекомендована кафедрою технологій та автоматизації машинобудування ВНТУ

Стаття надійшла до редакції 18.06.2025

**Буренніков Юрій Анатолійович** — канд. техн. наук, професор, професор кафедри технологій та автоматизації машинобудування, e-mail: yuburennikov@gmail.com ;

**Дерібо Олександр Володимирович** — канд. техн. наук, доцент, професор кафедри технологій та автоматизації машинобудування, e-mail: deriboov@ukr.net ;

**Репінський Сергій Володимирович** — канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри технологій та автоматизації машинобудування, e-mail: repinskyisv@gmail.com .

Вінницький національний технічний університет, Вінниця.

**Yu. A. Buriennikov<sup>1</sup>**

**O. V. Deribo<sup>1</sup>**

**S. V. Repinskyi<sup>1</sup>**

## Tools for Automating the Calculation of Hydraulic Actuator Parameters

<sup>1</sup>Vinnytsia National Technical University

*The article addresses the problem of improving the efficiency of hydraulic system design by automating the calculation of key parameters of hydraulic actuators, which are essential components of volumetric hydraulic drives used in both mobile and stationary machinery. It is noted that the correct selection of the actuator type and its parameters directly influences the*

overall efficiency of the hydraulic system. Traditional calculation methods, which rely on manual or semi-manual operations, require considerable time and are prone to errors.

The aim of the study is to develop a software tool that automates the calculation process of hydraulic actuators based on specified operating characteristics and ensures accurate and rapid computations. The article describes calculation algorithms for hydraulic cylinders (linear motion) and hydraulic motors (rotary motion). For hydraulic cylinders, the methodology includes determining the piston area, calculating the piston and rod diameters, and checking stability. The calculations take into account technological load forces, working chamber pressures, friction forces, and other influencing factors. For hydraulic motors, an algorithm is presented for determining the displacement based on the known torque and pressure, enabling precise parameter selection for the optimal motor type.

The developed computer program implements these algorithms as an interactive application that can be used both in the educational process (e.g., during coursework and thesis projects) and in industrial settings. The program features a user-friendly interface, contains a set of reference data, helps avoid common errors associated with manual design, and is useful for engineers, educators, and students. This development supports the digitalization of calculation processes in the fields of hydraulics and mechanical engineering, aligns with the requirements of modern engineering education and practice, and contributes to improving the quality of technical solutions in design.

**Keywords:** volumetric hydraulic drive, hydraulic actuator, hydraulic cylinder, hydraulic motor, algorithm, computer program.

**Buriennikov Yuri A.** — Cand. Sc. (Eng.), Professor, Professor of the Chair of Mechanical Engineering Technologies and Automation, e-mail: yuburennikov@gmail.com ;

**Deribo Oleksandr V.** — Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor, Professor of the Chair of Mechanical Engineering Technologies and Automation, e-mail: deriboov@ukr.net ;

**Repinskyi Serhii V.** — Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor, Associate Professor of the Chair of Mechanical Engineering Technologies and Automation, e-mail: repinskyisv@gmail.com