

*М. В. ЧЕРКАШЕНКО, О. І. ГАСЮК***МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ГОЛОВНОГО РОЗПОДІЛЬНИКА СИСТЕМИ РЕГУЛЮВАННЯ ШВИДКОСТІ ГІДРОТУРБИНИ**

Надано математичну модель головного розподільника. В світовій та вітчизняній практиці створення гідротурбінного обладнання визначилася чітка тенденція створення систем управління частотою обертання ротора гідротурбіни на базі комп'ютерів. Комп'ютерні системи відкривають можливість за допомогою програмного забезпечення реалізувати введення ефективних алгоритмів, що покращують статичні і динамічні характеристики системи. Це в свою чергу підвищує значимість математичного моделювання як на стадії проектування, так і під час пусконаладжувальних робіт. Аналіз виконаних робіт, присвячених математичному опису елементів гідроприводу регулятора, показав, що вони зводяться до лінеаризованих рівнянь без урахування ряду важливих факторів, які дозволяють підвищити точність математичної моделі. Покращення статичних і динамічних характеристик і системи в цілому можна досягти шляхом вирішення наукової проблеми з дослідження його динаміки на базі розробки більш повної математичної моделі. Для зниження тертя і гістерезису, унеможливлення облітерації плунжер електрогідравлічного перетворювача в нижній частині оснащений сегнеровим колесом. Поліпшення динамічних характеристик регуляторів швидкості гідротурбін вимагає розроблення нелінійних математичних моделей із подальшим аналізом перехідних процесів у гідроприводі регулятора швидкості. Оцінка показників якості перехідних процесів і подальше коригування параметрів дає змогу домогтися зниження тривалості перехідних процесів, підвищення швидкодії та точності позиціонування за малих переміщень сервомотора. Низка неврахованих чинників під час складання математичної моделі електрогідравлічного перетворювача дає змогу підвищити її адекватність реальному об'єкту дослідження і підвищити швидкодію системи керування частотою обертання ротора гідротурбіни.

**Ключові слова:** система управління, робоче колесо, поворотно-лопатева гідротурбіна, регулятор, математична модель, позиційний гідропневмопривід.

*М. CHERKASHENKO, O. HASIUK***MATHEMATICAL MODEL THE MAIN DISTRIBUTOR OF THE HYDRAULIC TURBINE SPEED CONTROL SYSTEM**

The article presents a mathematical model of a main distributor. In the world and domestic practice of creating hydraulic turbine equipment, there is a clear tendency to create computer-based rotor speed control systems for hydraulic turbines. Computer systems provide an opportunity to implement the introduction of effective algorithms using software that improve the static and dynamic characteristics of the system. This in turn increases the importance of mathematical modeling both at the design stage and during commissioning. The analysis of the performed works devoted to the mathematical description of the elements of the hydraulic drive of the regulator showed that they are reduced to linearized equations without taking into account a number of important factors that will increase the accuracy of the mathematical model. Improvement of static and dynamic characteristics and the system as a whole can be achieved by solving the scientific problem of studying its dynamics based on the development of a more complete mathematical model. To reduce friction and hysteresis, to prevent obliteration, the electrohydraulic converter plunger in the lower part is equipped with a segner wheel. Improving the dynamic characteristics of hydraulic turbine speed controllers requires the development of nonlinear mathematical models with subsequent analysis of transients in the hydraulic drive of the speed controller. Evaluation of the quality of transient processes and subsequent adjustment of parameters allows to achieve a reduction in the duration of transients, increase the speed and accuracy of positioning at small movements of the servo motor. A number of unaccounted factors during the preparation of the mathematical model of the electrohydraulic converter makes it possible to increase its adequacy to the real object of study and increase the speed of the control system of the rotor speed of the hydraulic turbine.

**Keywords:** control system, impeller, rotary blade hydraulic turbine, regulator, mathematical model, positional hydraulic pneumatic drive.

**Вступ.** В світовій та вітчизняній практиці створення гідротурбінного обладнання визначилася чітка тенденція створення систем управління частотою обертання ротора (СУЧОР) гідротурбіни на базі ЕОМ. Комп'ютерні системи відкривають можливість за допомогою програмного забезпечення реалізувати введення ефективних алгоритмів, що покращують статичні і динамічні характеристики системи. Це в свою чергу підвищує значимість математичного моделювання як на стадії проектування СУЧОР, так і під час пусконаладжувальних робіт.

Сучасний стан розвитку СУЧОР дан в роботах [1–15]. Аналіз цих робіт дає змогу зазначити, що подальший розвиток математичних моделей елементів гідроприводу СУЧОР є актуальним.

**Рішення.** Перед математичним описом процесів у головному розподільнику РЗ<sub>2</sub> типу D100с (виробництва ГЕС Alstom Neupric, Франція, Гренобль) розглянемо схему його поперечного

перерізу (рис. 1).

Тут 1 – золотник; 2 – корпус; 3 – дно; 4 – кришка; 5 – датчик; 10 – гільза; 11 – шток; 20 – обмежувач відкриття дросельних щілин; 21 – шток, регулюючий закриття; отвір X – вхід постійного тиску від маслonaпiрної установки (МНУ) на верхній торець; отвір T – злив робочої рідини (РР) з камери відкриття; отвір Y – управління розподільником тиском від електрогідравлічного перетворювача 2 (ЕГП<sub>2</sub>) на нижній торець; отвір L – відвід витоків зверху; отвір V – відвід витоків на дні (на схемі не показано); отвір R – злив РР з камери закриття.

Графічне зображення цього гідроапарата з відповідними коментарями показано на рис. 2.

РЗ<sub>2</sub> працює таким чином. Після подачі керувального впливу від ЕГП<sub>2</sub> по каналу Y золотник зміщується вгору і подає РР у сервомотор 2 (СМ<sub>2</sub>) на розворот лопатей РК. Сигнал з датчика про фактичне положення золотника надходить до комп'ютера, де спільно з сигналом зворотного зв'язку про положення

штока  $СМ_2$  (лопатеї) зменшує неузгодженість між завданням і фактичним положенням лопатеї. При цьому золотник  $ЕГП_2$  і  $РЗ_2$  повертаються у вихідні позиції і сили тиску  $РР$  на верхній і нижній торці  $РЗ_2$  стають рівними.

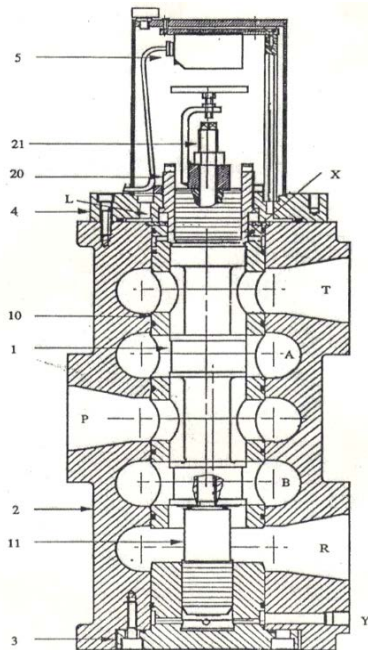


Рис. 1. Конструктивна схема поперечного перерізу розподільника  $РЗ_2$

При сигналі на згорання лопатеї золотник  $ЕГП_2$  підіймається вгору, поєднує канал  $У$  розподільника  $РЗ_2$  зі зливом. Останнє викликає опускання золотника  $РЗ_2$  і подачу  $РР$  у штокову порожнину  $СМ_2$  на згорання лопатеї.

$РЗ_2$  встановлюється у вертикальне положення і його дросельні щілини закриваються рухом золотника вниз під дією власної ваги.

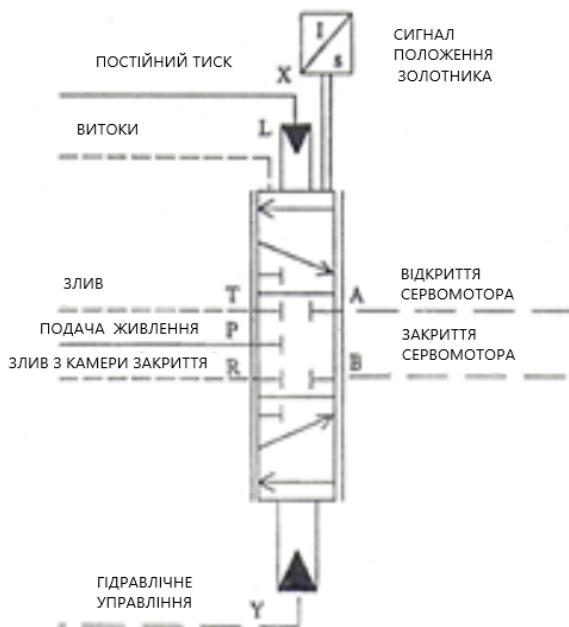


Рис. 2. Графічне зображення  $РЗ_2$

Значення витрат у нижній керуючій порожнині  $РЗ_2$ , спричинених гідравлічним керуванням з боку  $ЕГП_2$  визначаються такими рівняннями:

- при  $x_c > 0$

$$q_{p32.1} = A_{p32.n} \frac{dx_{p32}}{dt} + \frac{V_{0p32} + A_{p32.n} \cdot x_{p32}}{E_{жк}} \cdot \frac{dp_{p32}}{dt};$$

- при  $x_c < 0$

$$q_{p32.2} = A_{p32.n} \frac{dx_{p32}}{dt} - \frac{V_{0p32} + A_{p32.n} \cdot x_{p32}}{E_{жк}} \cdot \frac{dp_{p32}}{dt} - V$$

Щоб продовжити далі побудову моделі вузла, слід визначити рівняння, за яким можна обчислити площу дросельних щілин золотника  $РЗ_2$ .

Схема головного розподільника  $РЗ_2$  з підключеним сервомотором  $СМ_2$  зображена на рис. 3 та 4. Золотник містить чотири пояски (рис. 3), які з втулкою утворюють чотири дросельні щілини  $A1-A4$ . У втулці кожен щілину представляють чотири круглі вікна, розташовані на рівній кутовій відстані по їхньому колу. Стрілками показано напрямок переміщення золотника щодо втулки, а також переміщення штока сервомотора  $СМ_2$  при повороті лопатеї  $РК$ .

На рис. 3 функціонування гідромеханічної частини пояснюється за допомогою гідравлічного містка, у плечах якого зображено регульовальні щілини (дроселі), а в діагоналі містка ввімкнено сервомотор. Джерелом гідравлічної енергії слугує МНУ.

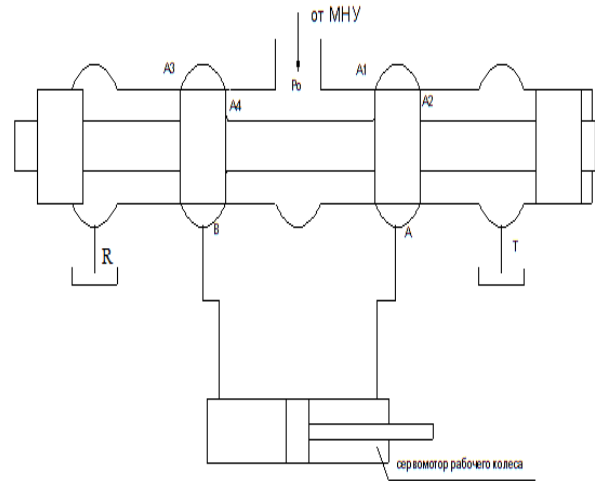


Рис. 3. Схема головного розподільника, що дає змогу обчислити площу щілин

Визначимо рівняння, що визначає форму щілини під час руху золотника вправо на поворот  $РК$ , т.ч. змінну  $A1$  в функції переміщення  $x_{p32}$  золотника (рис. 4).

Щілина, що відкривається при  $x_{p32} > 0$  наведена штрихуванням на рис. 5. Тут через символ  $R_{p32} = AB$  позначений радіус отвору щілини, через  $\alpha$  – центральний змінний кут сектора  $\cup ADOB$ .

З трикутника  $\Delta АКВ$  катет  $AK = R_{p32} \cdot \cos(\alpha/2)$ , а

катет  $BK = R_{p32} \cdot \sin \alpha$ .

Площина трикутника  $\Delta AKB$  дорівнює:

$$1/2 AK \cdot BK = 1/2 R_{p32}^2 \cdot \sin(\alpha/2) \cdot \cos(\alpha/2) = 1/4 R_{p32}^2 \sin \alpha.$$

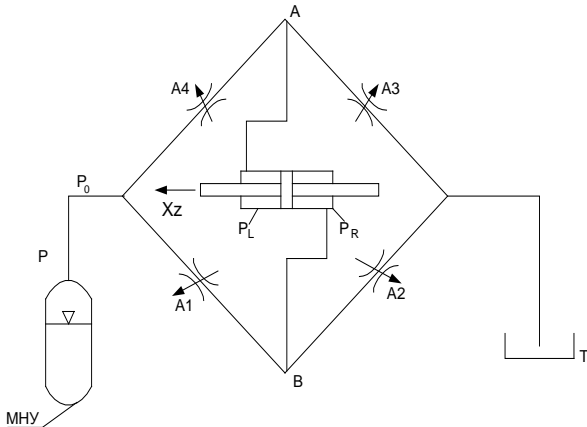


Рис. 4. Схема гідралічного містка гідромеханічної частини системи стосовно до РК

Знайдемо площину сектора  $\cup S_{A_{DOV}}$  окружності з такої пропорції:

$0,5\pi R_{p32}^2$  – відповідає куту  $\pi$ ;

$\cup S_{A_{DOV}}$  – відповідає куту  $\alpha$ ;

$\cup S_{A_{DOV}} = (0,5\pi R_{p32}^2 \cdot \alpha) / \pi$ .

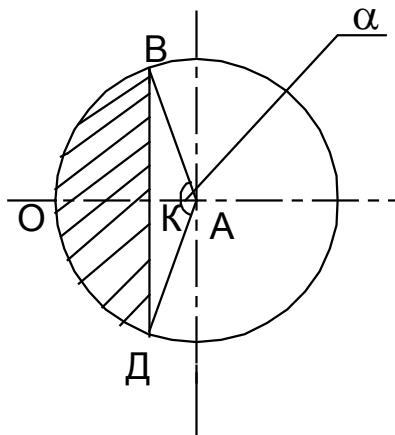


Рис. 5. Схема щілини A1

Шукана площа сегмента:

$$\cup S_{DOV} = \cup S_{A_{DOV}} - \cup S_{A_{DVB}} = 0,5 R_{p32}^2 \cdot \alpha - 2 \cdot \frac{1}{4} R_{p32}^2 \cdot \sin \alpha = 0,5 R_{p32}^2 (\alpha - \sin \alpha).$$

Тоді площа щілини (маючи на увазі, що таких отворів чотири):

$$A1 = 4 \cdot \cup S_{DOV} = 2 R_{p32}^2 (\alpha - \sin \alpha).$$

Таку ж площу має щілина № 3, т.ч.

$$A3 = 2 R_{p32}^2 (\alpha - \sin \alpha).$$

Знайдемо кут  $\alpha$  через значення переміщення  $x_{p32}$  золотника:

$$x = OA - AK = R_{p32} - R_{p32} \cdot \cos(\alpha/2).$$

Звідки

$$\cos \frac{\alpha}{2} = 1 - \frac{x_{p32}}{R_{p32}} \quad \text{і} \quad \frac{\alpha}{2} = \arccos \left( 1 - \frac{x_{p32}}{R_{p32}} \right),$$

або

$$\alpha = 2 \arccos \left( 1 - \frac{x_{p32}}{R_{p32}} \right).$$

Під час руху золотника вліво  $x_{p32} < 0$  для щілини A2 і A4 маємо:

$$\cos \frac{\alpha}{2} = 1 - \frac{|x_{p32}|}{R_{p32}} \quad \text{і} \quad \frac{\alpha}{2} = \arccos \left( 1 - \frac{|x_{p32}|}{R_{p32}} \right).$$

$A2 = A4 = 2 R_{p32}^2 (\alpha - \sin \alpha)$  і далі в загальному випадку позначимо A1 – A4 через  $A_{щ,p32}$ .

З урахуванням позитивного перекриття:

- при  $x_{p32} > 0$ .

$$x_{p32.1} = \begin{cases} 0, & \text{якщо } x_{p32} \leq \Delta, \\ (x_{p32} - \Delta), & \text{якщо } x_{p32} > \Delta; \end{cases}$$

- при  $x_{p32} < 0$

$$x_{p32.2} = \begin{cases} 0, & \text{якщо } x_{p32} \leq -\Delta, \\ (x_{p32} + \Delta), & \text{якщо } x_{p32} > -\Delta. \end{cases}$$

Рівняння руху золотника  $P_{32}$  при  $x_e > 0$  і  $x_e < 0$ :

$$m_{p32} \cdot \frac{d^2 x_{p32}}{dt^2} = A_{p32.n} \cdot P_{p32} - A_{p32.v} \cdot P_0 - G_3 - F_{тр,p32} - \beta_{p32} \cdot \frac{dx_{p32.1}}{dt} - F_{гд,p32},$$

де  $F_{тр,p32} = F_{тр,p32} \cdot \text{sign} \frac{dx_{p32.1}}{dt}$  – сила полусухого тертя;

$F_{гд,p32} = 4\mu_{p32} (P_R - P_L) \cdot A_{щ,p32} \cdot \cos \theta$  – гідродинамічна сила.

**Висновки.** Розроблена нелінійна математична модель головного розподільника, яка входить до складу повної математичної моделі системи регулювання швидкості гідротурбіни для дослідження динамічних характеристик з метою покращення швидкодії та точності позиціонування.

#### Список літератури

1. Русанов А. В., Гнесін В. І. *Науково-технічні основи моделювання і проектування проточних частин енергетичних турбоустановок*. Харків: ПМаш, 2019. 386 с.
2. Сокол Є., Черкашенко М., Потетенко О., Дранковський В., Гасюк О., Гриб О. *Гідроенергетика. Том 2. Гідралічні машини*. Харків: НТУ «ХПІ», 2020. 534 с.
3. Мигущенко Р. П., Черкашенко М. В., Потетенко О. В., Гасюк А. И., Дорошенко А. В., Cherkashenko A. Системы управления гидротурбин. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2019. No. 1. P. 84–97.
4. Черкашенко М. В., Вурье Б. А., Гасюк А. И., Потетенко О. В. *Синтез комбинированных схем гидроннеавтоматики*.

- Germany: GMBH, 2020. 130 с.
5. Канюк Г. И., Мезеря А. Ю., Мельников В. Е. Параметрический синтез астатического регулятора САР частоты вращения гидротурбины на основе решения обратной задачи динамики. *Адаптивні системи автоматичного управління*. 2018. № 1 (32). С. 68–77.
  6. Kanjuk G., Mezerya A., Melnykov V., Antonenko N., Chebotarev A. Improving the quality of electric energy at hydrogenerator units by upgrading control systems. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018. Vol. 6, no. 2 (96). P. 70–78.
  7. Керівництво з експлуатації регулятора швидкості ALSTOM радіально-осової гідротурбіни. Гренобль, 2018. 206 с.
  8. Mahdavian M., Shahgholian Gh., Janghorbani M., Soltani B., Wattanapongsakorn N. Load frequency control in power system with hydro turbine under various conditions. *12th International Conference on Electrical Engineering/Electronics, Computer, Telecommunications and Information Technology (ECTI-CON) (24–27 June 2015, Hua Hin, Thailand)*. IEEE, 2015. P. 1–5, doi: 10.1109/ECTICon.2015.7206938
  9. Adegbuyi P. Hydraulic and pneumatic cylinder failures, the effect of fluid cleanliness on component life. *Hidraulica*. 2013. No. 1. P. 27–30.
  10. Qu F., Guo W. Coupling transient behavior of primary frequency regulation of hydropower plant. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*. 2022. Vol. 52, part C. Article 102227. doi: 10.1016/j.seta.2022.102227
  11. Chelabi M. A., Saga M., Kuric I., Basova Y., Dobrotvorskiy S., Ivanov V., Pavlenko I. The effect of blade angle deviation on mixed inflow turbine performances. *Applied Sciences*. 2022. Vol. 12, issue 8. P. 3781. doi: 10.3390/app12083781
  12. Sokol Ye., Cherkashenko M. *Synthesis of control schemes of drives system*. Kharkiv: NTU "KhPI", 2018. 120 p.
  13. Черкашенко М. В., Сериков А. Д., Салыга Т. С., Фатеев А. Н., Фатеева Н. Н., Радченко Л. Р. *Позиционные гидронепвноагрегаты*. Харьков: НТУ «ХПИ», 2015. 115 с.
  14. Черкашенко М. В., Потетенко О. В., Гасюк О. І., Пермяков О. А., Панамарьова О. Б., Олексенко Ю. Ю. Пат. 152023, Україна. *Гідронепвнопривод*. 2022.
  15. Черкашенко М. В., Гасюк О. І., Хавін Г. Л. Пат. 152026, Україна. *Гідронепвнопривод*. 2022.
- References (transliterated)**
1. Rusanov A. V., Hnyesin V. I. *Naukovo-tekhnichni osnovy modelyuvannya i proektuvannya protochnykh chastyn enerhetychnykh turbostanovok* [Scientific and technical bases of modeling and designing of flowing parts of power turbo installations]. Kharkiv, Ipmash Publ., 2019. 386 p.
  2. Sokol Ye., Cherkashenko M., Potetenko O., Drankovskij V., Gasyuk O., Grib O. *Hydropower*. Vol. 2. Hydraulic machines. K.: NTU «KhPI», 2020. 534 s.
  3. Migushchenko R. P., Cherkashenko M. V., Potetenko O. V., Gasyuk A. I., Doroshenko A. V., Cherkashenko A. *Sistemy upravleniya gidroturbin*. Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units. K.: NTU "KhPI". 2019. No. 1. P. 84–97.
  4. Cherkashenko M. V., Vur'e B. A., Gasyuk A. I., Potetenko O. V. *Sintez kombinatsionnykh skhem gidropnevmoavtomatiki* [Synthesis of combinatorial schemes of hydropneumoautomatics]. Germany, GMBH Publ., 2020. 130 p.
  5. Kanyuk G. I., Mezerya A. Yu., Mel'nikov V. E. Parametricheskii sintez astaticheskogo regul'yatora SAR chastoty vrashcheniya gidroturbiny na osnove resheniya obratnoy zadachi dinamiki [Parametric synthesis of an astatic regulator of the automatic control system of the turbine speed based on the solution of the inverse problem of dynamics]. *Adaptyvni systemy avtomatychnoho upravlinnya*. 2018, no. 1 (32), pp. 68–77.
  6. Kanjuk G., Mezerya A., Melnykov V., Antonenko N., Chebotarev A. Improving the quality of electric energy at hydrogenerator units by upgrading control systems. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018, vol. 6, no. 2 (96), pp. 70–78.
  7. *Kerivnystvo z ekspluatatsiyi rehulyatora shvydkosti ALSTOM radial'no-os'ovoyi hidroturbiny* [ALSTOM radial-axis hydraulic turbine speed regulator manual]. Grenoble, 2011. 206 p.
  8. Mahdavian M., Shahgholian Gh., Janghorbani M., Soltani B., Wattanapongsakorn N. Load frequency control in power system with hydro turbine under various conditions. *12th International Conference on Electrical Engineering/Electronics, Computer, Telecommunications and Information Technology (ECTI-CON) (24–27 June 2015, Hua Hin, Thailand)*. IEEE Publ., 2015, pp. 1–5, doi: 10.1109/ECTICon.2015.7206938
  9. Adegbuyi P. Hydraulic and pneumatic cylinder failures, the effect of fluid cleanliness on component life. *Hidraulica*. 2013, no. 1, pp. 27–30.
  10. Qu F., Guo W. Coupling transient behavior of primary frequency regulation of hydropower plant. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*. 2022, vol. 52, part C, article 102227. doi: 10.1016/j.seta.2022.102227
  11. Chelabi M. A., Saga M., Kuric I., Basova Y., Dobrotvorskiy S., Ivanov V., Pavlenko I. The effect of blade angle deviation on mixed inflow turbine performances. *Applied Sciences*. 2022, vol. 12, issue 8, p. 3781. doi: 10.3390/app12083781
  12. Sokol Ye., Cherkashenko M. *Synthesis of control schemes of drives system*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018. 120 p.
  13. Cherkashenko M. V., Serikov A. D., Salyga T. S., Fateev A. N., Fateeva N. N., Radchenko L. R. *Pozitsionnye gidropnevmoagregaty* [Positional hydropneumatic units]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2015. 115 p.
  14. Cherkashenko M. V., Potetenko O. V., Hasyuk O. I., Permyakov O. A., Panamar'ova O. B., Oleksenko Yu. Yu. *Hidropnevmoпривод* [Hydraulic pneumatic drive]. Patent UA, no. 152023, 2022.
  15. Cherkashenko M. V., Hasyuk O. I., Khavin H. L. *Hidropnevmoпривод* [Hydraulic pneumatic drive]. Patent UA, no. 152026, 2022.

*Надійшла (received) 05.12.2023*

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

**Черкашенко Михайло Володимирович (Cherkashenko Mikhaylo)** – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3908-7935>; e-mail: mchertom@gmail.com

**Гасюк Олександр Іванович (Hasiuk Oleksandr)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6347-8501>; e-mail: galexom@gmail.com